

Grado Universitario en Tecnologías Industriales
2018-2019

Trabajo Fin de Grado

“Estudio sobre procesos de ebullición en conductos”

José María Bonilla Prieto

Tutor

Luis Miguel García Gutiérrez

Leganés, 2019



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons
Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada

RESUMEN

La ebullición de un fluido es un proceso físico complejo y fascinante desde el punto de vista científico que ha generado mucho interés a lo largo de la historia, tanto por sus aplicaciones como por su fenomenología. Cuando este proceso se da en un fluido en circulación forzada hablamos de ebullición forzada convectiva, y la dificultad en la comprensión del proceso aumenta considerablemente. Sin embargo, no podemos ignorar este proceso dada su importancia en distintos ámbitos y aplicaciones ingenieriles como la generación eléctrica, la energía nuclear, sistemas de refrigeración... El proceso está marcado por un suceso que es determinante a la hora de establecer las condiciones de operación del sistema en cuestión, este es el alcance del flujo crítico de calor (*critical heat flux*). Este fenómeno está asociado a un empobrecimiento de la transmisión de calor al fluido, alcanzándose temperaturas muy elevadas de forma drástica en la superficie de calentamiento. Algunos de los riesgos que esto conlleva son la posible fusión de los materiales que componen la superficie de calentamiento o la rotura parcial o total de los elementos. Por tanto, es de vital importancia evitar que nuestro sistema alcance el CHF en cualquiera que sea el régimen de operación de este.

Los fenómenos físicos que gobiernan el flujo crítico de calor son muy complejos y variados en función del resto de parámetros dependientes, lo que dificulta la correcta comprensión de que sucede a nivel microscópico. Estas características han dado lugar a que se genere mucha literatura e investigación alrededor del fenómeno y consecuentemente se hayan elaborado miles de correlaciones limitadas cada una de ellas a sus condiciones de experimentación, fijadas normalmente por su aplicación a nivel tecnológico.

Este trabajo realiza una comparativa de las correlaciones de Bowring (1972), Katto & Ohno (1984), Caira et al (1995) y Shah (1987) en sus dos variantes. En esta comparativa se analizan los resultados en función de algunos de los parámetros dependientes del flujo de calor crítico y se explican posibles causas de la buena o mala predicción del CHF en cada caso. La elección de estas correlaciones se ha hecho en base a la relevancia que han tenido y la posibilidad de evaluarlas en las condiciones de operación de un generador de vapor. En este estudio se han evitado las correlaciones elaboradas en el ámbito de los

reactores nucleares así como las más recientes centradas en ebullición en microcanales o sistemas de refrigeración muy pequeños, en relación al campo de la electrónica.

Por último, el estudio se lleva a cabo en un generador de vapor para mostrar las posibles discrepancias que pueden tener las correlaciones aplicadas a un caso real. Tras una selección de las correlaciones que mejor predicen el CHF y una simplificación por medio de un ajuste polinómico de estas se realiza una comparativa de los resultados obtenidos en función de cada ajuste, siempre limitados a los rangos de operación del generador de vapor.

Palabras clave

Flujo crítico de calor, ebullición forzada convectiva, ebullición subenfriada en conductos, ebullición saturada en conductos, ebullición en conductos.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN.....	1
2. ESTADO DEL ARTE	3
2.1 Tipos de ebullición	3
2.2 Ebullición forzada convectiva	4
2.3 Crisis del flujo en ebullición.....	11
2.3.1 Mecanismos del CHF para ebullición en flujo forzado	12
2.3.2 Tendencias paramétricas en CHF	15
2.4 Tipos de Correlaciones	20
3. ANÁLISIS	25
3.1 Correlaciones	25
3.1.1 Correlación de Bowring (1972).....	26
3.1.2 Correlación de Caira et al (1995)	28
3.1.3 Correlación de Katto and Ohno (1984)	30
3.1.4 Correlación de Shah (1987).....	33
3.2 Cálculos	36
3.2.1 Bowring	39
3.2.2 Caira et al.....	41
3.2.3 Katto and Ohno.....	41
3.2.4 Shah	43
3.3 Resultados.....	46
4. APLICACIÓN	51
4.1 Descripción	51
4.1.1 Principios de operación	51
4.1.2 Clasificación	52

4.2 Aplicación.....	54
4.2.1 Ajuste de curva Bowring	56
4.2.2 Ajuste de Katto & Ohno	58
4.2.3 Ajuste de Shah UCC.....	59
4.3 Comparación.....	62
5. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	65
5.1 Comparación coste del vapor en cada ajuste	65
5.2 Planificación del proyecto	67
6. CONCLUSIONES.....	70
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72

INDICE DE FIGURAS

Fig. 2.1 Curvas de ebullición en piscina para caso a): temperatura de la pared controlada; caso b): flujo de calor controlado.	3
Fig. 2.2 Etapas de desarrollo de un fluido a lo largo de un tubo.	5
Fig. 2.3 Flujo bifásico y regímenes de flujo en un tubo vertical con flujo ascendente. ...	7
Fig. 2.4 Flujo bifásico y regímenes de ebullición en un tubo vertical con flujo ascendente.....	9
Fig. 2.5 Mapa de regímenes de ebullición en dos dimensiones.	10
Fig. 2.6 Variación del coeficiente de transferencia de calor con el título de vapor.	11
Fig. 2.7 DNB causado por coalescencia de burbujas en la superficie de calentamiento.	13
Fig. 2.8 DNB causado por formación de una manta de vapor: a) CHF fluido subenfriado (presión y gasto másico elevado); b) inicio de evaporamiento de la subcapa de líquido	14
Fig. 2.9 Mecanismo de dryout.	15
Fig. 2.10 Relación entre q''_{CHF} y el subenfriamiento inicial (calculado de la correlación de Bowring para agua a $P = 6\text{Mpa}$, $D = 0.01\text{ m}$, flujo ascendente e canal vertical.....	16
Fig. 2.11 Efecto de L_{heat} sobre el q''_{CHF} y la potencia total (calculado para correlación de Bowring: agua, $G = 3000\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $D = 0.01\text{ m}$, $P = 6\text{ MPa}$, cero subenfriamiento, flujo ascendente en canal vertical.....	17
Fig. 2.12 Efecto del gasto másico en regiones de flujo de calor elevado y flujo de calor bajo	17
Fig. 2.13 Efecto del título de vapor x_{eq} y el gasto másico (G) sobre q''_{CHF}	18
Fig. 2.14 Efecto de x_{eq} sobre q''_{CHF} , cuando G , P y D se mantienen constantes.	19
Fig. 2.15 Efecto del diámetro sobre q''_{CHF} en canales pequeños	20
Fig. 3.1 Representación gráfica del rango del parámetro R' de la correlación Katto & Ohno en función de la presión.....	42
Fig. 3.2 Representación gráfica del parámetro W' de la correlación Katto & Ohno en función de la presión.....	42
Fig. 3.3 Representación gráfica de x_{eq} respecto P (Shah LCC).....	45
Fig. 3.4 Flujo crítico de calor en función del gasto másico.....	46
Fig. 3.5 Flujo crítico de calor en función del gasto másico (rango de G : $500\text{-}5560\text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$).....	46

Fig. 3.6 Flujo crítico de calor en función de la presión.	48
Fig. 3.7 Flujo crítico de calor frente al título de vapor en la entrada (subenfriamiento).49	
Fig. 3.8 Título de vapor local en función del gasto másico.....	50
Fig. 4.1 Diagrama T-h del agua mostrando el proceso de conversión en un generador de vapor	52
Fig. 4.2 Sistemas de circulación de calderas	53
Fig. 4.3 Flujo crítico de calor en función del gasto másico generador.....	55
Fig. 4.4 Título de vapor local en función del gasto másico para el generador.	56
Fig. 4.5 Ajuste de la curva correspondiente a la correlación de Bowring.	57
Fig. 4.6 Resultados del ajuste de Bowring.	58
Fig. 4.7 Ajuste de la curva correspondiente a la correlación de Katto & Ohno.	58
Fig. 4.8 Resultados del ajuste de Katto & Ohno.	59
Fig. 4.9 Ajuste de la curva correspondiente a la correlación de Shah UCC en el rango de $G = 900-1200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$	60
Fig. 4.10 Resultados del ajuste de la correlación de Shah UCC en el rango de $G = 900-1200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$	61
Fig. 4.11 Resultados del del ajuste de la correlación de Shah UCC en el rango de $G = 1200-1400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$	61
Fig. 4.12 Resultados del ajuste de la correlación de Shah UCC en el rango de $G = 1200-1400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$	62

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 3.1 CRITERIO DE SELECCIÓN VARIABLES KATTO & OHNO	32
TABLA 3.2 PARÁMETROS DEL PROBLEMA	37
TABLA 3.3 RANGO DE VALIDEZ BOWRING	40
TABLA 3.4 RANGO DE VALIDEZ CAIRA ET AL	41
TABLA 3.5 RANGO DE VALIDEZ KATTO & OHNO.....	41
TABLA 3.6 RANGO DE VALIDEZ SHAH UCC	43
TABLA 3.7 RANGO DE VALIDEZ SHAH LCC	44
TABLA 4.1 CLASIFICACIÓN DE CALDERAS	53
TABLA 4.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN GENERADOR DE VAPOR.....	54
TABLA 4.3 RESUMEN CÁLCULOS <i>x_{eq}</i>	64
TABLA 5.1 RESUMEN CÁLCULOS PRECIO VAPOR.....	66
TABLA 5.2 DESGLOSE ACTIVIDADES	67
TABLA 5.3 DIAGRAMA DE GANTT	68
TABLA 5.4 RECURSOS MATERIALES	68
TABLA 5.5 RECURSOS HUMANOS	69
TABLA 5.6 DESGLOSE COSTE TOTAL.....	69

1. INTRODUCCIÓN

Los procesos mediante los cuales un fluido en fase líquida pasa total o parcialmente a fase gaseosa son de vital importancia para múltiples aplicaciones industriales como generación de energía (generadores de vapor en centrales térmicas), aires acondicionados, sistemas de refrigeración (evaporadores), intercambiadores de calor, procesos en la industria química y petroquímica... Tanto la importancia económica y social que tiene, como la curiosidad que surge debido a la complejidad de los fenómenos que se llevan a cabo durante estos procesos, ha favorecido que se lleve a cabo una extensa investigación y experimentación en torno a este campo dando lugar a la producción de una amplísima literatura, posiblemente inabarcable para un trabajo de este calibre.

Dada la complejidad de los procesos físicos que gobiernan la ebullición, solo encontramos modelos empíricos en la bibliografía, restringidos a unos rangos de aplicabilidad en función del propósito de la investigación. Las predicciones que podemos obtener de estos modelos son fiables hasta cierto punto ya que pueden dar valores muy diferentes en función del modelo escogido y el caso al que lo apliquemos.

Un fenómeno común en los distintos regímenes de ebullición es el alcance del conocido como **flujo crítico de calor** o *flow boiling crisis*. Debido a la dificultad de obtener conocimientos certeros de lo que ocurre a nivel microscópico existe cierta controversia sobre cuáles son las causas exactas que propician este fenómeno dando lugar a distintos modelos basados en las hipótesis de cada autor. La consecuencia más directa de esta ineficiencia es un empobrecimiento en la transmisión de calor que ocasiona una elevación drástica de la temperatura en las paredes de la tubería, pudiendo ocasionar graves daños al sistema. Por tanto, en términos de seguridad es de especial importancia lograr una predicción lo más exacta posible de las condiciones del sistema (del fluido generalmente) para los cuales se alcanzará el flujo crítico de calor.

Generalmente las correlaciones que predicen el flujo crítico de calor están basadas en un experimento, o en datos obtenidos de otros experimentos. Esta naturaleza limita las correlaciones a cierto rango de operación, fuera del cual en principio no se puede asegurar una correcta predicción. Además, existen distintos tipos de correlación en función de los parámetros que se empleen para obtener el flujo crítico de calor. En cualquier caso, la

variabilidad entre cada correlación y cada conjunto de condiciones es elevada. Este trabajo se centrará en las correlaciones desarrolladas para ebullición en flujo forzado, ya que es el caso más común en aplicaciones industriales.

2. ESTADO DEL ARTE

2.1 Tipos de ebullición

Definimos transferencia de calor por ebullición como un proceso de transferencia de calor que ocurre con un cambio de fase de líquido a vapor. Podemos considerar cinco situaciones distintas en la que se puede manifestar este suceso [1]:

1. *Ebullición en piscina. (Pool Boiling)* En este caso la ebullición se inicia en una superficie sumergida en un fluido estático. El fluido circula debido a la convección natural del mismo, pero no se le induce ninguna circulación forzada. La primera región del proceso de ebullición es denominada ebullición nucleada (*nucleate boiling*), durante la cual el vapor se genera sobre la superficie debido a un proceso de nucleación. A medida que estas burbujas aumentan se unen formando una capa continua de vapor que empobrece la transmisión de calor disminuyendo la eficiencia de este y aumentando considerablemente la temperatura de la pared, como se observa en la Fig 2.1. En el caso Fig2.1.a, la temperatura de la pared está controlada y observamos una reducción drástica del flujo de calor una vez se alcanza el secado o *dryout* de la pared. En el caso Fig.2.1.b, el flujo de calor es el parámetro que controlamos y observamos un aumento drástico de la temperatura de la superficie de calentamiento una vez se produce el secado de la pared.

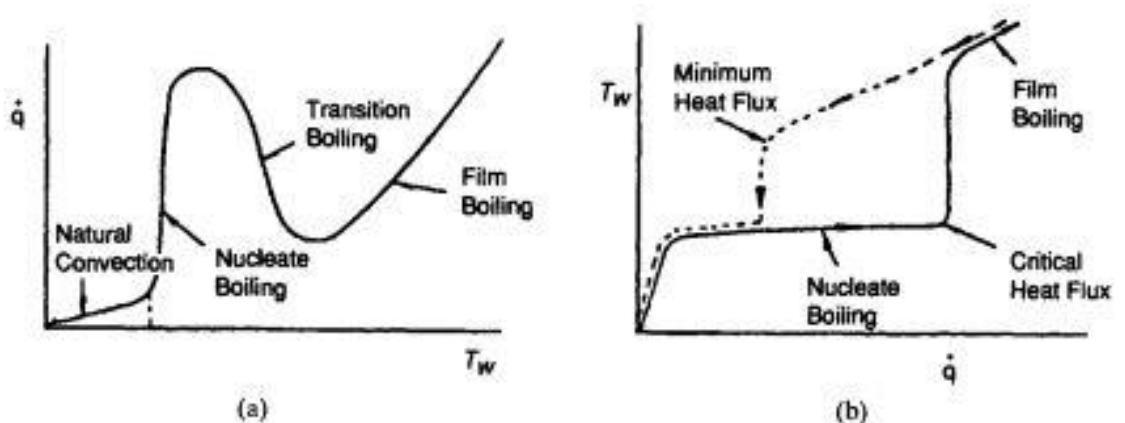


Fig. 2.1 Curvas de ebullición en piscina para caso a): temperatura de la pared controlada; caso b): flujo de calor controlado [1].

2. *Ebullición en flujo cruzado (Cross Flow Boiling)*. Este tipo de ebullición ocurre cuando el fluido circula de manera transversal a la superficie sobrecalentada. Un caso típico sería el de un cilindro sobre el cual circula un fluido en dirección perpendicular a su eje.
3. *Ebullición convectiva forzada en canales (Forced convective boiling in channels)*. En este caso la ebullición ocurre dentro de un tubo, por el cual circula un fluido que va cambiando de fase conforme avanza y cuya fase gaseosa interactúa con la fase líquida en el interior del tubo. Quizás este sea el caso de más relevancia a nivel industrial y por esta razón es el caso de estudio de este trabajo y en el que de aquí en adelante nos centraremos.
4. *Evaporación de película delgada (Thin-film evaporation)*. Este caso consiste en la evaporación de un líquido que se deposita sobre una superficie sobrecalentada. Generalmente el proceso no da lugar a formación de burbujas debido a la rapidez del mismo.
5. *Enfriamiento de superficies calientes (Rewetting of hot surfaces)*. Caso típico de templado de piezas metálicas.

2.2 Ebullición forzada convectiva

Este tipo de ebullición es considerablemente más difícil de evaluar e investigar que el caso de ebullición en piscina. Esto se debe principalmente a la combinación de los procesos de transferencia de calor y efectos hidrodinámicos, que da lugar a distintos regímenes de flujo bifásico con distintos métodos de transmisión de calor [2]. Las distintas etapas se presentan en la Fig. 2.2, que muestra una sucesión de patrones del flujo para una secuencia de flujos de calor [1]. El flujo de calor en el caso A es suficiente para

lograr que el fluido alcance la temperatura de saturación al final del tubo y varía de tal manera que en B es el doble de A y en C el triple de A y así sucesivamente.

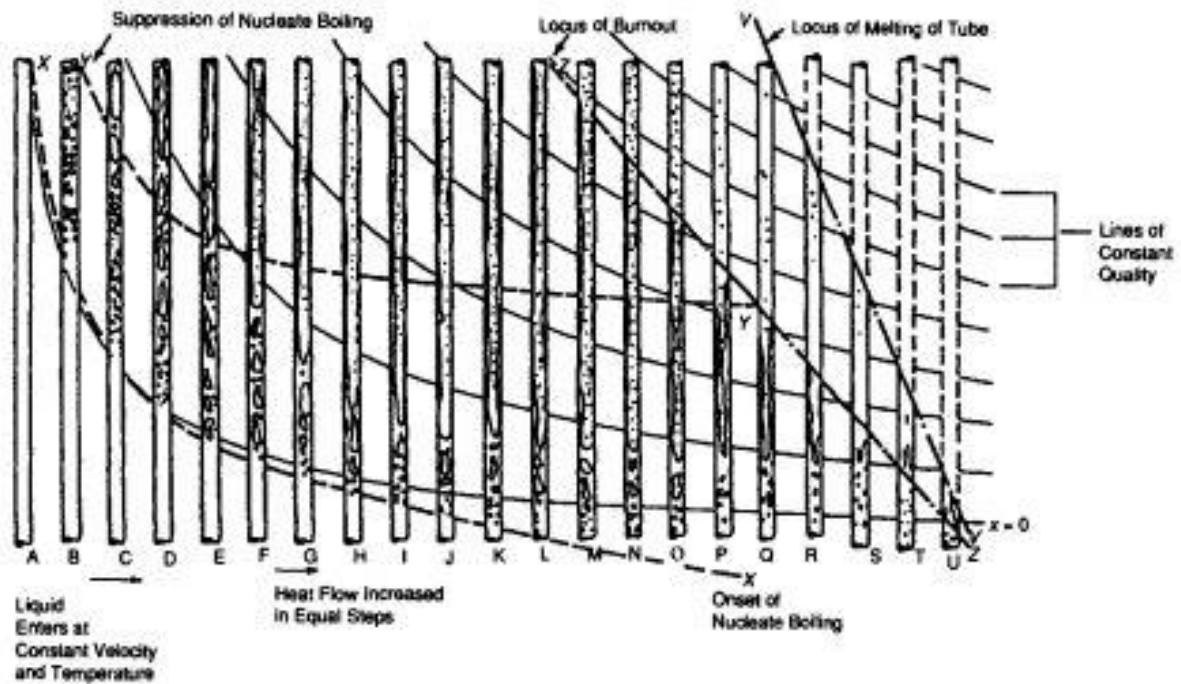


Fig. 2.2 Etapas de desarrollo de un fluido a lo largo de un tubo [3].

En la figura se muestran líneas de título de vapor constante, el cual normalmente se calcula como la relación entre el flujo másico del vapor y el flujo másico total. En sistemas de evaporación normalmente se expresa en función de las entalpías

$$x = \frac{h_x - h_l}{h_v - h_l} = \frac{h_x - h_l}{h_{fg}} \quad (2.1)$$

El título de vapor será negativo para cualquier entalpía local que sea mayor que la entalpía del líquido saturado (condiciones de líquido subenfriado) y será mayor que 1 cuando las condiciones sean de vapor sobrecalentado. En la región intermedia tendremos un flujo bifásico.

En la Fig. 2.2 también se observa la línea XX que delimita el punto de inicio de ebullición nucleada (*Onset of Nucleate Boiling*), que puede comenzar en puntos de $x < 0$ para flujos

de calor más elevados. A medida que la cantidad de vapor aumenta en la mezcla se van desarrollando distintos patrones del flujo bifásico que se explicarán más detalladamente a continuación.

En la Fig 2.3 se muestra detalladamente los regímenes por lo que pasa el fluido en un tubo vertical donde el flujo es ascendente y está sometido a un flujo de calor uniformemente distribuido a través de las paredes de la tubería. También se muestra el perfil de temperaturas para la temperatura de la pared y la del fluido. En la entrada del tubo tenemos un líquido subenfriado y ninguna presencia de burbujas, por tanto, tenemos

un régimen de líquido monofásico y transmisión de calor por convección al fluido, cuya temperatura va aumentando hasta que alcanza la temperatura de saturación [2].

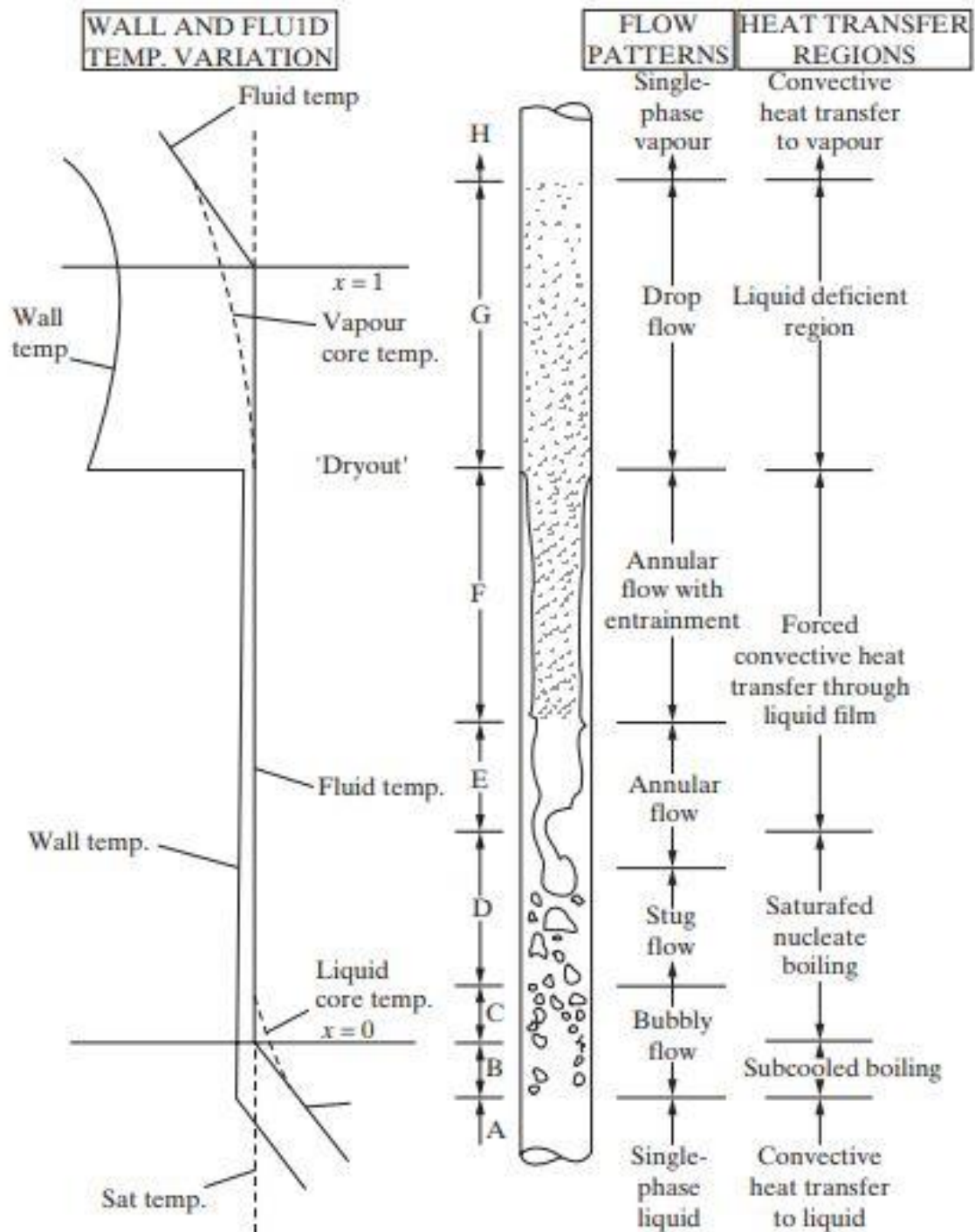


Fig. 2.3 Flujo bifásico y regímenes de flujo en un tubo vertical con flujo ascendente [4].

La ebullición nucleada (*nucleate boiling*) es predominante durante los dos primeros regímenes (*bubbly flow*; *slug flow*) seguido de un flujo anular en el cual predomina la transferencia de calor convectiva a través de la capa fina de líquida que se mantiene adherida a la pared. La capa interior de la película de líquido está siendo enfriada rápidamente por medio de la evaporación del mismo, por tanto, no permite la nucleación al no acumular calor suficiente para que esto ocurra. Hasta este momento la transmisión de calor es eficiente como se refleja en el perfil de temperaturas. A continuación, la continua evaporación de la capa líquida da lugar al secado de esta (*dryout*). A partir de este punto el contacto macroscópico entre la pared calentada y el líquido desaparece dando lugar a una región de flujo mayoritariamente compuesto por vapor que transporta gotas de líquido. Como consecuencia de la desaparición de la capa líquida el coeficiente de transferencia de calor disminuye considerablemente dando lugar a un empobrecimiento en la transmisión de calor y éste a su vez causando incremento importante de la temperatura en las paredes de la tubería. Se puede establecer una analogía entre el fenómeno de flujo crítico de calor mencionado anteriormente para ebullición en piscina y el fenómeno de secado o *dryout* en ebullición forzada convectiva.

En la Fig. 2.4 se muestra un tubo vertical con flujo ascendente junto con sus distintos regímenes de flujo y su perfil de temperaturas. En este caso el flujo de calor al que es sometido es mayor que el de la Fig. 2.3 y por tanto los regímenes de flujo que atraviesa el fluido son distintos. Al ser mayor el flujo de calor, el punto ONB ocurre mientras el líquido aún está subenfriado. La ebullición nucleada tiene lugar a partir de este punto, siendo capaz de formar una fina capa de vapor por concentración de burbujas que impide el contacto directo entre el líquido y la pared. Esto da lugar a un fenómeno conocido como *departure from nucleate boiling* (DNB), que es un mecanismo similar al flujo crítico de la ebullición en piscina y al *dryout* que ocurre para flujos de calor menores. Las consecuencias son las mismas que en los anteriores casos: disminución del coeficiente de

transferencia de calor; deterioro en la transmisión de calor; aumento de la temperatura de las paredes con sus consiguientes riesgos en el sistema.

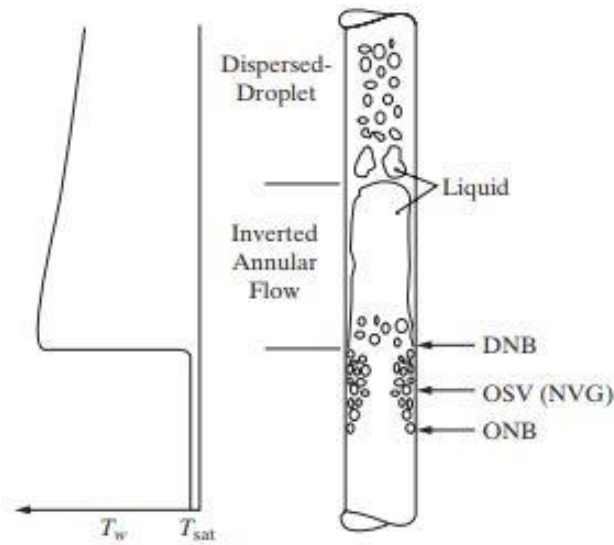


Fig. 2.4 Flujo bifásico y regímenes de ebullición en un tubo vertical con flujo ascendente [2].

La Fig. 2.5 muestra cualitativamente la evolución de los regímenes por los que pasa un fluido que circula por un tubo vertical con un flujo másico ascendente constante, para distintos flujos de calor [2]. Se puede apreciar que la secuencia depende principalmente de la cantidad de calor que se le aplique. De esta manera para un flujo moderado de calor (línea horizontal II) obtenemos un perfil que correspondería con la Fig. 2.3 mientras que para flujo de calor más elevados (línea horizontal IV) la evolución de las etapas corresponde con la Fig. 2.4. La principal diferencia para el segundo caso el comienzo de la ebullición nucleada (ONB) ocurre con el líquido subenfriado y en vez de darse el fenómeno de secado o *dryout* tiene lugar el fenómeno DNB mencionado anteriormente. A medida que aumentamos el flujo de calor estos dos fenómenos, ONB y DNB, se

adelantan en el tiempo acelerando el proceso y alcanzando antes esa ineficiencia en la disipación del calor.

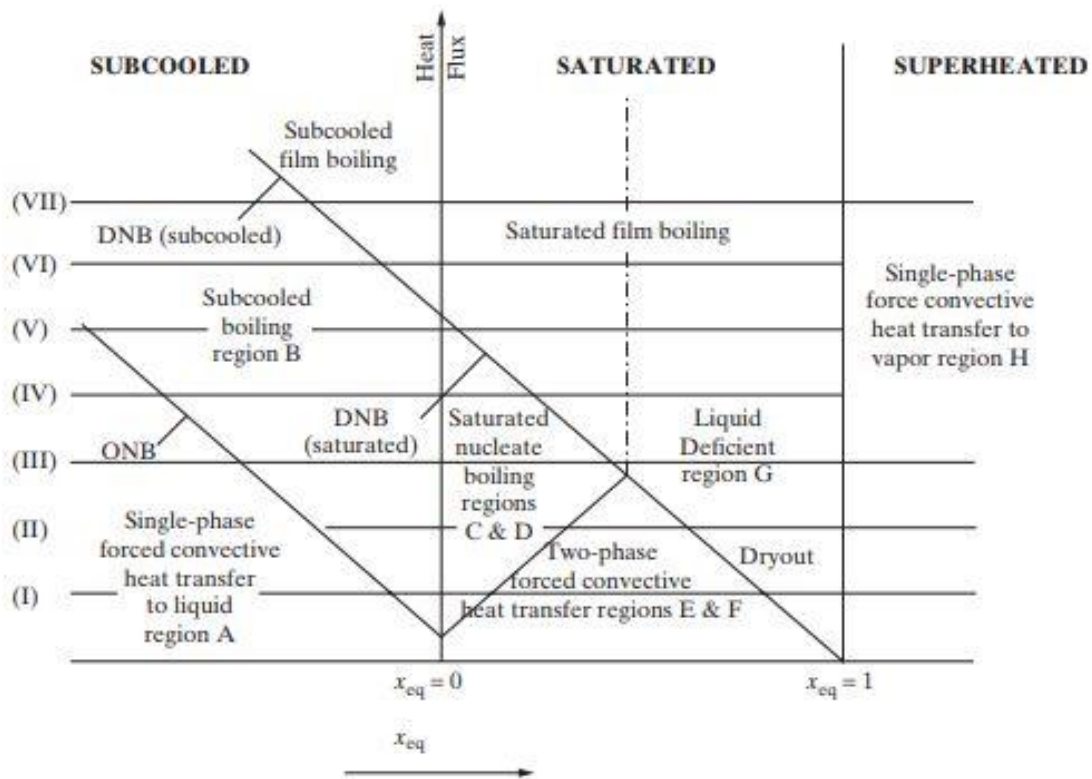


Fig. 2.5 Mapa de regímenes de ebullición en dos dimensiones [4].

Los distintos regímenes por los que pasa el fluido afectan directamente en el coeficiente de transferencia de calor. En la Fig. 2.6 se muestra la variación de este a lo largo del tubo para los distintos flujos de calor, así la designación de las curvas corresponde con los casos de la Fig. 2.5. Se puede observar como el coeficiente crece considerablemente en las regiones de ebullición nucleada y de evaporación convectiva forzada que son las regiones más eficientes en cuanto a transmisión del calor. Posteriormente sufre una caída drástica cuando alcanza el *dryout* (flujos de calor menores) o el DNB (flujos de calor mayores). En las regiones post-CHF (*post-critical heat flux*), aumenta un poco el

coeficiente conforme avanza el fluido, pero su valor es mucho menor que en las regiones anteriores al flujo crítico.

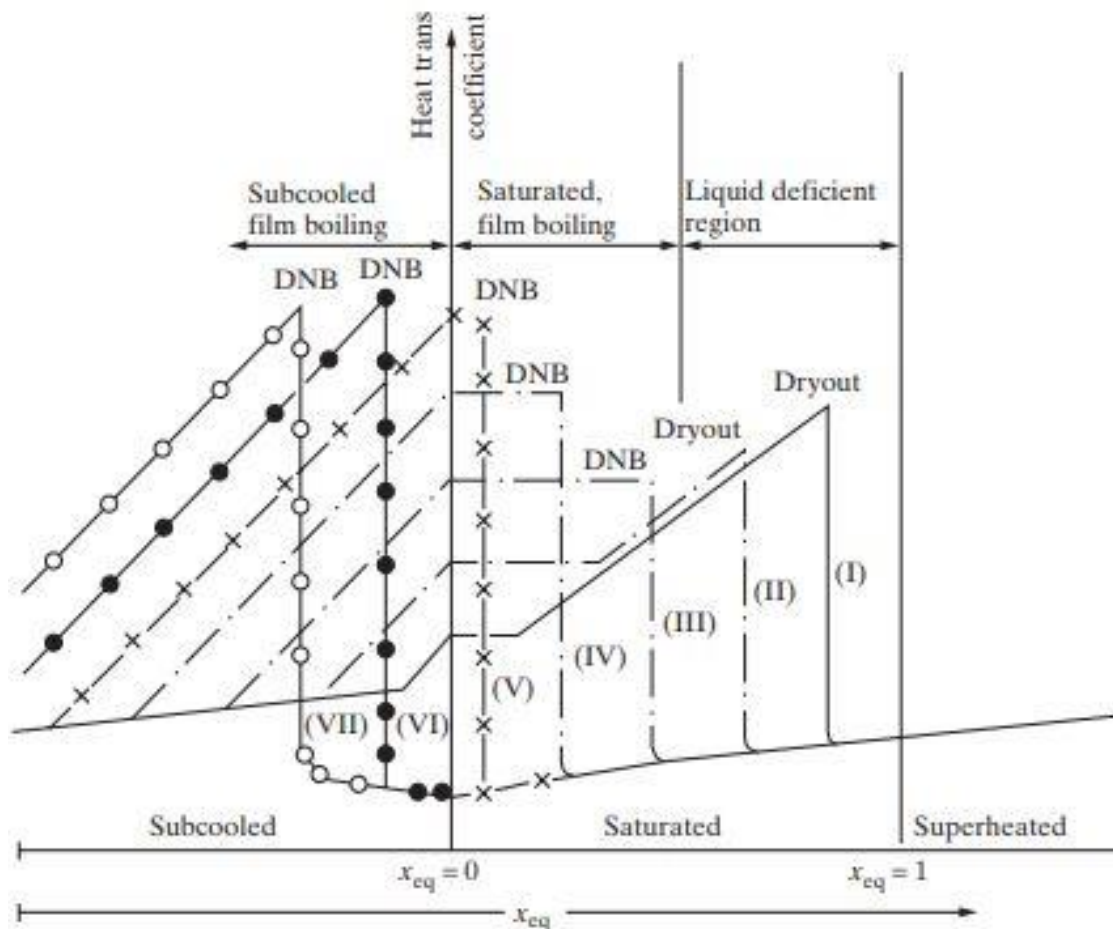


Fig. 2.6 Variación del coeficiente de transferencia de calor con el título de vapor [4].

La inclinación de la tubería también tiene efecto en el alcance de este flujo crítico de calor, ocurriendo antes para canales horizontales debido a la estratificación del fluido consecuencia de la diferencia de densidades entre las fases de éste. Este caso no será analizado en este trabajo y nos centraremos en los canales verticales porque así son la mayoría de sistemas de ebullición y suelen operar con flujo ascendente.

2.3 Crisis del flujo en ebullición

El flujo crítico de calor es quizás el fenómeno más importante relacionado con el estudio de un flujo en ebullición y representa el límite de operación de muchos sistemas de

generación de vapor. Las consecuencias, expuestas anteriormente son: reducción del coeficiente de transferencia de calor, aumento fuerte de la temperatura en la superficie calentada, posibles daños físicos del sistema. En la literatura encontramos distintos nombres que se refieren a este suceso en función de las circunstancias en las que ocurra: *burnout*, *boiling crisis*, *departure from nucleate boiling (DNB)*, *dryout* y *boiling transistion* [1].

2.3.1 Mecanismos del CHF para ebullición en flujo forzado

Los distintos procesos físicos responsables del CHF están explicados por distintos modelos [2]:

1. *DNB en flujo subenfriado y regiones de título de vapor bajo.* Generalmente se da para flujos de calor relativamente altos. Básicamente el DNB ocurre porque la mala evacuación del vapor generado en la pared da lugar a la acumulación de vapor, que a su vez pone fin al contacto macroscópico entre la fase líquida y la pared. Los modelos más aceptados se basan principalmente en tres hipótesis:
 - *Sobrecalentamiento crítico del líquido.* En flujos con un gasto másico y presión elevados, una capa de burbujas se va acumulando en las cercanías de la pared de forma que crea una capa que fluye con el líquido y aísla una fina capa de este en contacto con la pared del resto. El CHF ocurre cuando esta capa líquida alcanza un sobrecalentamiento crítico debido a ese aislamiento.
 - *Coalescencia de burbujas generadas en la pared.* La acumulación de burbujas en la pared da lugar a una capa de vapor, esta va creciendo debido a que las

burbujas no se pueden disipar con suficiente rapidez. Cuando alcanza una fracción del fluido concreta se alcanza el CHF. Esto se muestra en la Fig. 2.7.

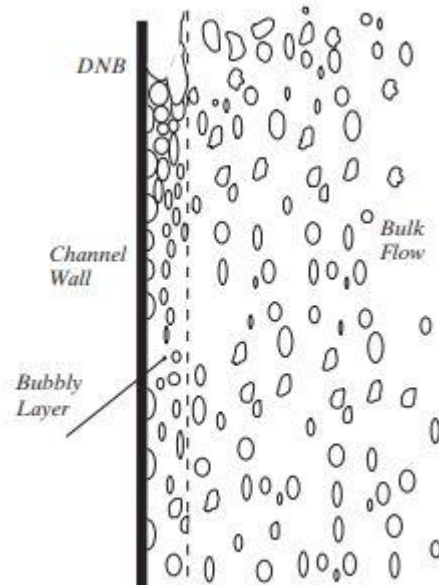


Fig. 2.7 DNB causado por coalescencia de burbujas en la superficie de calentamiento [2].

- *Formación de una manta de vapor.* Este es el modelo con más aceptación. La coalescencia de pequeñas burbujas en la cercanía de la pared da lugar a unas burbujas más grandes con la forma que muestra la Fig. 2.8 (*vapor clots*) cuyo

contacto con la pared está impedido por la capa fina de líquido que queda debajo de ellas. Una vez esta capa líquida se evapora alcanzaríamos el CHF.

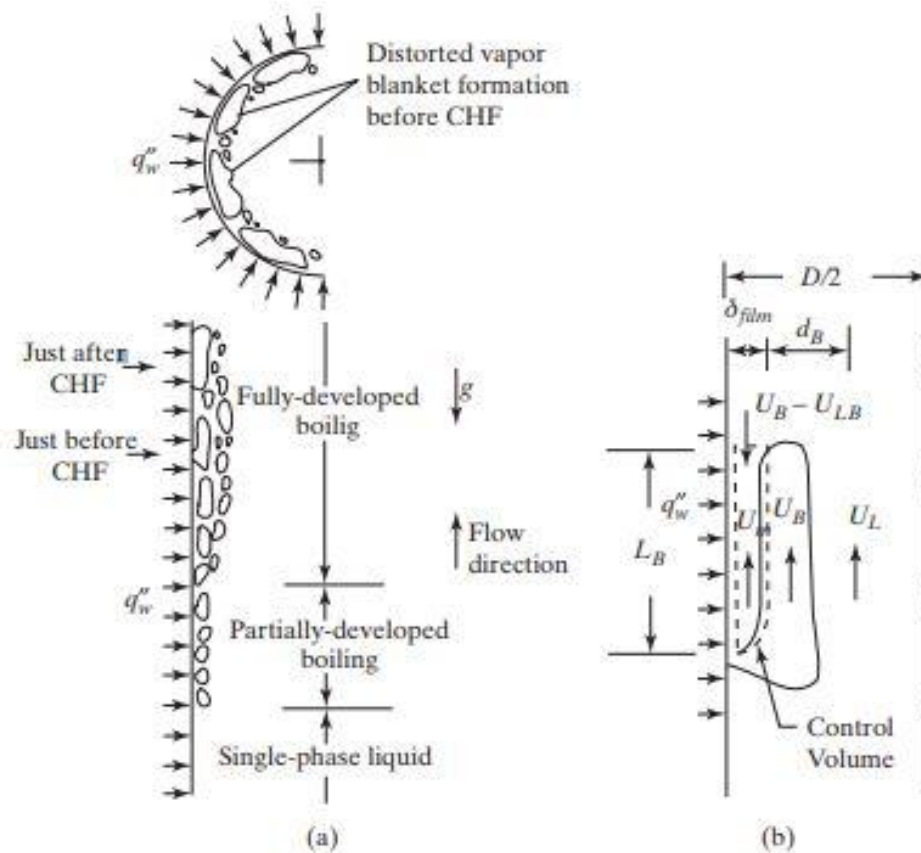


Fig. 2.8 DNB causado por formación de una manta de vapor: a) CHF fluido subenfriado (presión y gasto másico elevado); b) inicio de evaporamiento de la subcapa de líquido [5].

De acuerdo con estos modelos, la magnitud del CHF dependerá de los parámetros de la superficie (flujo de calor en la superficie, comportamiento de la capa límite...) y los parámetros locales del patrón del flujo. Las condiciones de entrada afectarán fuertemente al CHF en este modelo [6].

2. *CHF tipo dryout en regiones de título de vapor elevado.* Este modelo es característico de flujos de calor menores que el caso anterior. El patrón del flujo generalmente es anular, tal que un anillo de líquido fluye por el exterior de la tubería, en contacto con la pared y actuando como medio refrigerante. Si la tasa de evaporación es muy elevada esta capa desaparecerá secando la pared y alcanzándose por tanto el CHF. Tanto la deposición de partículas líquidas en la

pared (retrasando el CHF) como el arrastre de las mismas (acelerando el CHF) son procesos que afectan al CHF en este modelo. La magnitud del CHF dependerá de los parámetros del flujo (título de vapor, velocidad del vapor, espesor de la capa líquida, longitud de ebullición...) y no de parámetros relacionados con la superficie. Al ocurrir en largas longitudes desde la entrada del canal, se espera que tenga poca dependencia de las condiciones de entrada del fluido.

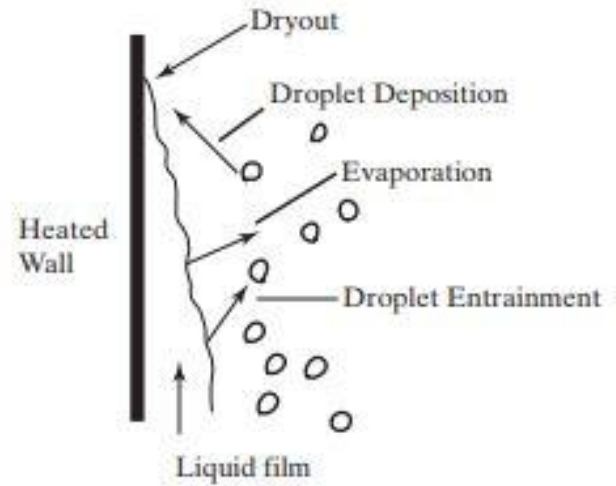


Fig. 2.9 Mecanismo de dryout [2].

2.3.2 Tendencias paramétricas en CHF

Normalmente los datos experimentales se presentan como correlaciones que predicen el CHF. Estas correlaciones pueden estar expresadas en función de las condiciones de entrada, condiciones locales (en muchos casos estas coinciden con las condiciones de salida) o una combinación de las dos.

Despreciando los efectos de segundo orden se podemos presentar la dependencia del CHF con el resto de parámetros (condiciones de entrada) de la siguiente manera [2]:

$$q''_{CHF} = f[L_{heat}, D, (h_f - h)_{in}, G, P] \quad (2.2)$$

Ó

$$q''_{CHF} = f[L_{heat}, D, x_{eq,in}, G, P] \quad (2.3)$$

A continuación se presentan las tendencias más importantes [2]:

1. Cuando se mantienen constantes el resto de parámetros, q''_{CHF} aumenta de manera aproximadamente lineal con el subenfriamiento en la entrada del canal.

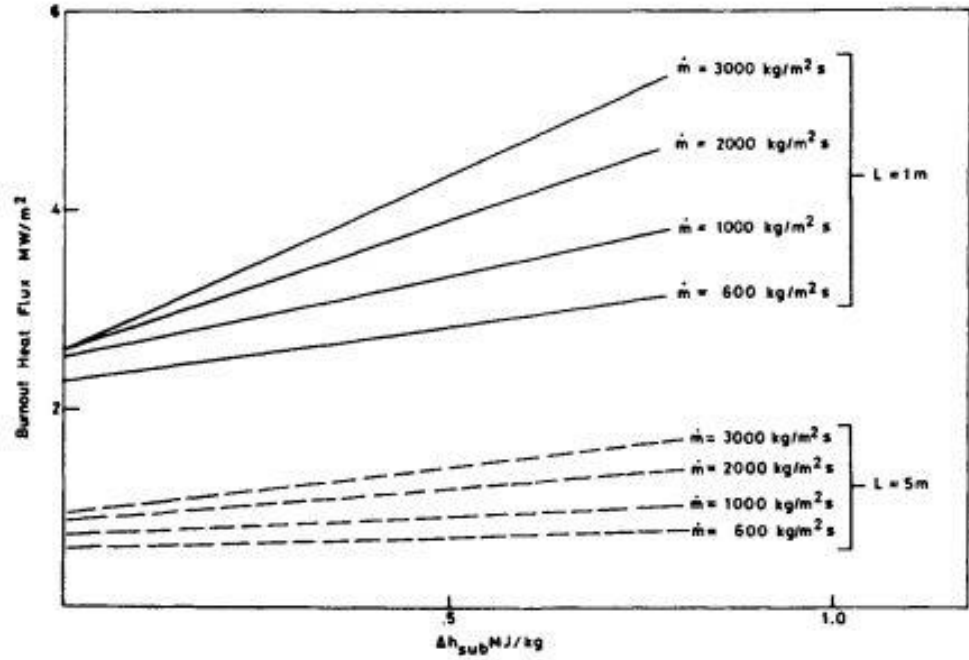


Fig. 2.1 Relación entre q''_{CHF} y el subenfriamiento inicial (calculado de la correlación de Bowring para agua a $P = 6\text{Mpa}$, $D = 0.01\text{ m}$, flujo ascendente e canal vertical [7]).

2. Cuando $L_{heat}, D, (h_f - h)_{in}$ se mantienen constantes, q''_{CHF} aumenta de forma monótona con G . El efecto de G es más fuerte para gastos másicos menores. Esta característica refleja claramente la diferencia entre los procesos de alcance de CHF de tipo *dryout* y los de tipo DNB (Fig. 2.12).
3. Cuando $D, (h_f - h)_{in}, G$ se mantienen constantes, q''_{CHF} decrece con el aumento de L_{heat} . Aún así la potencia total necesitada para alcanzar CHF es mayor.

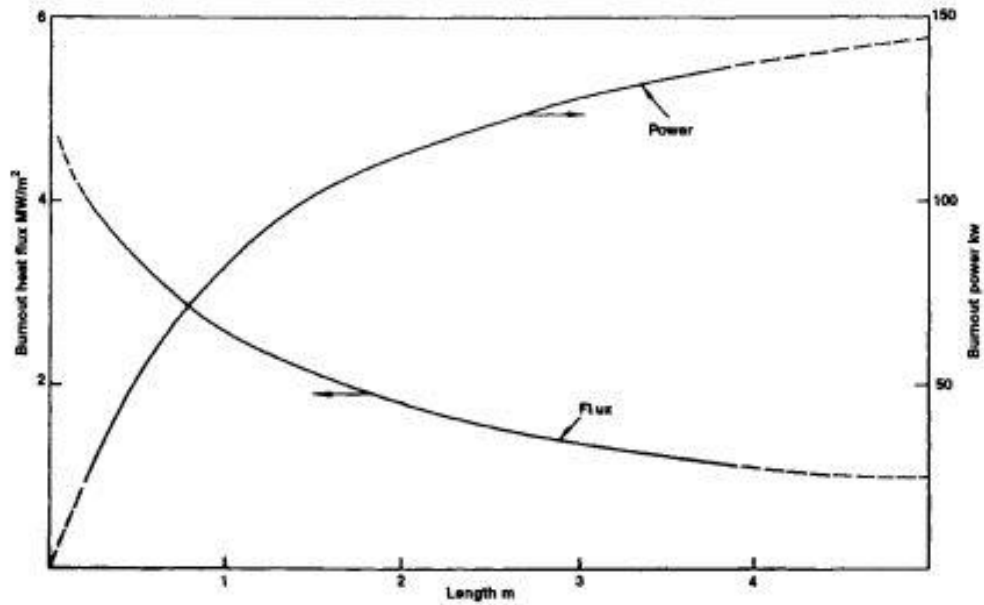


Fig. 2.2 Efecto de L_{heat} sobre el q''_{CHF} y la potencia total (calculado para correlación de Bowring: agua, $G = 3000 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, $D = 0.01 \text{ m}$, $P = 6 \text{ MPa}$, cero subenfriamiento, flujo ascendente en canal vertical [8].

4. Cuando $L_{heat}, (h_f - h)_{in}, G$ se mantienen constantes, q''_{CHF} tiende a crecer conforme crece el diámetro del canal D , y los efectos son más fuertes para canales pequeños.

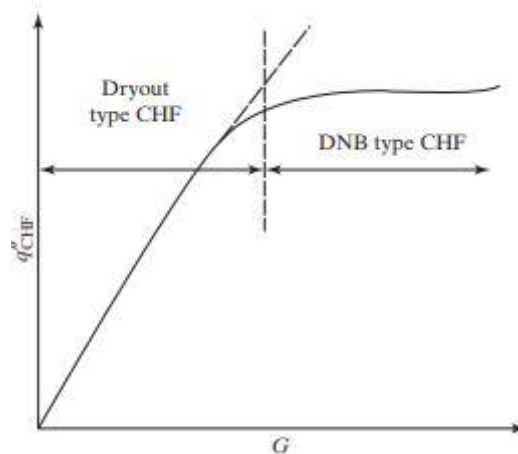


Fig. 2.3 Efecto del gasto másico en regiones de flujo de calor elevado y flujo de calor bajo [2].

La dependencia entre CHF y el resto de parámetros teniendo en cuenta las condiciones locales sería:

$$q''_{CHF} = f[D, x_{eq}, G, P] \quad (2.4)$$

Donde x_{eq} representa el título de vapor en el punto donde se ha alcanzado CHF. La dependencia entre los parámetros es más complicada en este caso [2]:

1. El q''_{CHF} aumenta conforme disminuye x_{eq} , sin embargo depende también de G . Como se muestra en la Fig. 2.13, q''_{CHF} aumenta cuando aumenta G para títulos bajos pero para títulos de vapor más elevados ocurre lo contrario, q''_{CHF} disminuye conforme aumenta G . En la Fig. 2.14 se muestra la propuesta de dependencia $q''_{CHF} - x_{eq}$ hecha por algunos investigadores. Las principales regiones en la figura son DNB (zona III), flujos de calor elevados, y *dryout* (zona I), flujos de calor menores. En la región intermedia (zona II) q''_{CHF} es muy sensible a la variación de x_{eq} debido la fuerte evaporación de la película líquida bloquea la deposición de partículas en la capa líquida, esto se refleja como una disminución brusca del q''_{CHF} [2].

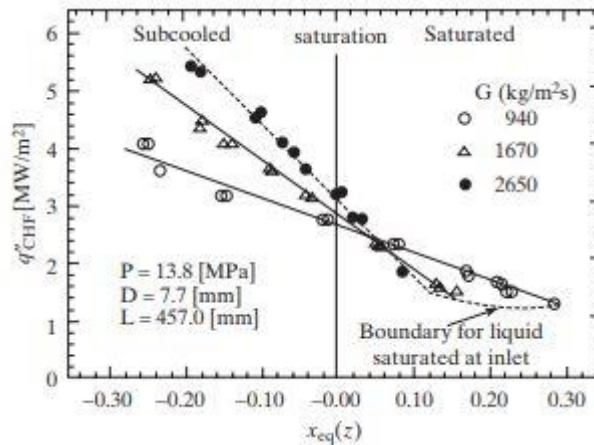


Fig. 2.4 Efecto del título de vapor x_{eq} y el gasto másico (G) sobre q''_{CHF} [4].

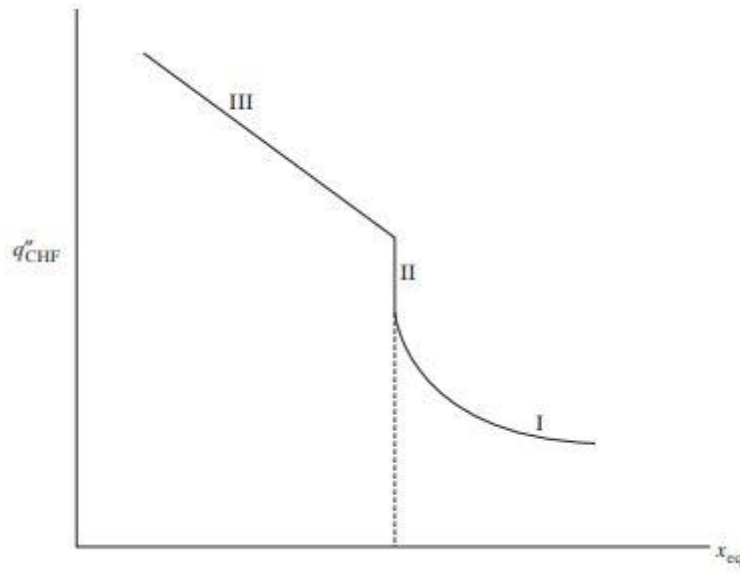


Fig. 2.5 Efecto de x_{eq} sobre q''_{CHF} , cuando G , P y D se mantienen constantes [2].

2. En la Fig. 2.15 se muestra la influencia de D sobre CHF en la región de líquido subenfriado ($x_{eq} < 0$) cuando x_{eq} , G and P se mantienen constantes. q''_{CHF} aumenta conforme disminuye D , con más efecto para canales pequeños. Cabe destacar que el comportamiento es opuesto al punto 4 del anterior apartado (condiciones de entrada). Cuando los parámetros que se mantienen constantes son L_{heat} , $(h_f - h)_{in}$, G el flujo de calor crítico aumentaba conforme aumentaba el D .

Esto ocurre porque como consecuencia no solo de cambio en D sino del cambio en x_{eq} .

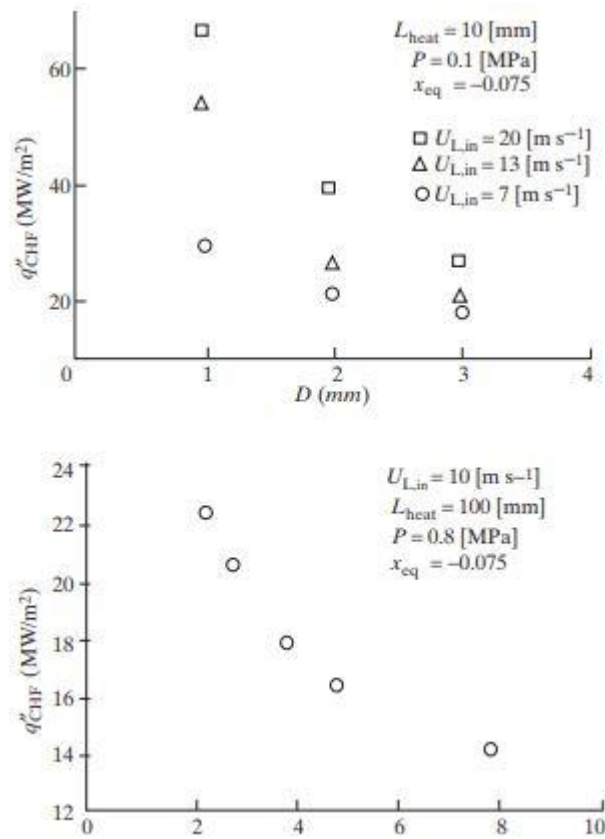


Fig. 2.6 Efecto del diámetro sobre q''_{CHF} en canales pequeños [2].

2.4 Tipos de Correlaciones

Los tipos de correlaciones que podemos encontrar en la literatura se pueden clasificar en grupos [9]:

1. *Correlaciones para propósitos de diseño.* Con estas correlaciones no se pretende dar un valor preciso de CHF sino que su función es la de dar un valor conservativo del CHF asegurando la correcta operación de un sistema. Estas a su vez vendrán expresadas en alguna de las formas que se exponen en los siguientes puntos.
2. *Correlaciones basadas en la condiciones de entrada.* Estas correlaciones expresan el CHF en función de los parámetros independientes que describen

el sistema como gasto másico, diámetro de las tuberías, propiedades del fluido, presión, subenfriamiento en la entrada, perfil de potencia, longitud de la tubería.

La forma genérica es [2]:

$$q''_{CHF} = f \left[G, D_H, props. fluido, P_{in}, \Delta T_{sub,in}, perfil de potencia, \frac{L_{heat}}{D_H} \right] \quad (2.5)$$

Donde $\Delta T_{sub,in} = (T_{sat} - \bar{T}_L)_{in}$. El término $\Delta T_{sub,in}$ puede ser sustituido por x_{in} que es el título de vapor en la entrada.

$$x_{in} = [(h - h_f)/h_{fg}]_{in} = [[C_{pl}(\bar{T}_L - T_{sat})]/h_{fg}]_{in} \quad (2.6)$$

La ventaja de que el CHF dependa de parámetros independientes es que la a la hora de realizar los experimentos estos parámetros son más sencillos de controlar por el investigador. Esto permite manipular estos parámetros y observar los efectos que tiene sobre el CHF. Por tanto una investigación del CHF que considere un rango completo de cada parámetro nos dará información suficiente, tras analizarla, para una comprensión precisa del fenómeno CHF.

3. *Correlaciones basadas en las condiciones locales.* Estas correlaciones expresan el CHF en función de variables dependientes como el título de vapor local (x_{eq}) o la entalpía en el punto de donde se alcanza el CHF. A pesar de

que estas correlaciones presentan serias limitaciones y no siempre predicen correctamente el CHF son usadas a menudo.

La forma genérica es:

$$q''_{CHF} = f[G, D_H, props\ fluido, P, x_{eq}, perfil\ de\ potencia] \quad (2.7)$$

La variable x_{eq} no es un parámetro independiente ya que depende de los parámetros independientes que describen el sistema y del flujo de calor q''_{CHF} .

$$x_{eq,CHF} = f[P, G, geometría\ transversal, L, \Delta h_{in}, q''_{CHF}] \quad (2.8)$$

Por tanto se requiere de un cálculo indirecto empleando los valores del resto de parámetros que se hará mediante un balance de energías.

El gasto másico, G , flujo de calor crítico, q''_{CHF} , y la temperatura de entrada y presión que determinan Δh_{in} son parámetros que se miden. Por tanto son susceptibles de errores provenientes de distintas fuentes como los aparatos de medición, la instalación sobre la que experimentamos o en los procedimientos usados para obtener los datos de CHF. Estos errores son más destacables para estas correlaciones ya que serán errores compuestos que afectan al $x_{eq,CHF}$.

Existe otra desventaja relacionada con este tipo de correlaciones y el uso de variables dependientes, concretamente en los casos cuyo flujo de calor no es uniforme. En el caso de un canal vertical con flujo estable ascendente, CHF ocurre a la salida del canal debido a la naturaleza del método con el cual se llevan a cabo estos experimentos. Sin embargo en casos como reactores nucleares, el flujo de calor no es uniforme y el CHF se puede alcanzar antes de la salida del canal. Por tanto la incertidumbre en cuanto al valor del flujo

de calor y la posición exacta del CHF nos obliga a tomar valores que quizás no sean reales, aumentando las posibilidades de cálculos más inexactos.

Otros inconvenientes respecto al empleo del título de vapor en la ubicación del CHF son de una naturaleza más teórica. Al realizar un balance de energías para calcular el $x_{eq,CHF}$ implica obviar que las dos fases están en equilibrio. Sin embargo algunos resultados experimentales han demostrado que las burbujas de vapor generadas en la superficie cuando el líquido está subenfriado no están en equilibrio. Además no solo en la región de ebullición subenfriada, sino también en valores pequeños del título (<0.01) tampoco existen condiciones de equilibrio. Como se mencionó anteriormente cuando hablabamos de regímenes del flujo, en casos en que el CHF se alcanza en regímenes de líquido subenfriado o para títulos de vapor bajos (ambos suelen ocurrir para flujos de calor elevado) el mecanismo por el cual se alcanza CHF es la formación de una capa de vapor que evita el contacto entre la superficie y el líquido. Por tanto en estos regímenes las fases no se mezclan y no sería correcto obviar que están en equilibrio. El valor de $x_{eq,CHF}$ obtenido del balance de energías sería un valor medio y no representa exactamente el estado termodinámico del fluido en el momento que se alcanza CHF.

4. *Correlaciones basadas en las condiciones globales.* Expresan el CHF en función de parámetros independientes del sistema y parámetros dependientes, por tanto son una combinación del tipo 2 y tipo 3.

Este tipo de correlaciones pretenden predecir la ocurrencia de CHF basandose en las condiciones globales un fluido en ebullición que puede estar sometido a una distribución no uniforme de calor y a una compleja geometría. Las más

utilizadas son aquellas que relacionan el título de vapor local en el punto de CHF y la longitud de ebullición. La forma genérica es:

$$x_{eq,CHF} = f(G, D_H, L_b, P, \dots) \quad (2.9)$$

Donde L_b es la longitud de ebullición, es decir la longitud entre el punto donde tiene lugar ONB (por simplicidad se tomará donde se alcanza $x_{eq} = 0$) y el punto donde se alcanza CHF. Cuando aplicamos a un canal con flujo de calor constante en la pared, podemos sustituir $x_{eq,CHF}$ por $(q''_{CHF} \cdot p_{heat} \cdot L_b) / (A \cdot G \cdot h_{fg})$, donde p_{heat} es el perímetro calentado.

5. *Correlaciones basadas en códigos de análisis de subcanales.* Estos se emplean para análisis del CHF en matrices de vainas de combustible empleadas en reactores nucleares para prevenir un accidente de pérdida de refrigerante (LOCA – *loss-of-coolant accident*).

3. ANÁLISIS

3.1 Correlaciones

En este trabajo se pretende hacer una comparativa entre distintas correlaciones que predicen el CHF. Para esto he realizado una selección de unas pocas correlaciones que he encontrado en la literatura y que me han parecido importantes e interesantes de analizar. También se ha intentado escoger de distintos tipos (apartado anterior) para mostrar las diferencias entre unas y otras. Para realizar una comparación satisfactoria he escogido unos parámetros que cumplan los rangos de operación de cada correlación y así poder

diseñar un sistema común que aplicar a todas. Esto se explica más detalladamente a continuación, así como cada correlación.

3.1.1 Correlación de Bowring (1972)

Esta correlación es de las del tipo 3, es decir esta basada en las condiciones locales, y en principio está pensada para flujo ascendente de agua en tubo vertical (preferiblemente para ebullición saturada), con posible extensión a otros fluidos mediante métodos de escalada como el propuesto por Ahmad [10]. Además, esta correlación está pensada para predecir el CHF en ebullición en flujo saturado [11] [1].

$$q''_{CHF} = \frac{A_B - D_H * G * h_{fg} * x_{eq,CHF}/4}{C_B} \quad (3.1)$$

q''_{CHF} esta en W/m^2 , D_H en metros, P esta en MPa, G en $kg/m^2 \cdot s$ y h_{fg} en J/kg

$$A_B = \frac{2.317 * (h_{fg} * D_H * G/4) * F_1}{1 + 0.0143 * F_2 * D_H^{\frac{1}{2}} * G} \quad (3.2)$$

$$C_B = \frac{0.077 * F_3 * D_H * G}{1 + 0.347 * F_4 * (\frac{G}{1356})^n} \quad (3.3)$$

$$n = 2.0 - 0.5 * P_R \quad (3.4)$$

$$P_R = 0.145 * P \quad (3.5)$$

For $P_R < 1 \text{ Mpa}$,

$$F_1 = \{P_R^{18.492} \exp[20.89 * (1 - P_R)] + 0.917\}/1.917 \quad (3.6)$$

$$F_2 = 1.309 * F_1 / \{P_R^{1.316} \exp[2.444 * (1 - P_R)] + 0.309\} \quad (3.7)$$

$$F_3 = \{P_R^{17.023} \exp[16.658 * (1 - P_R)] + 0.667\}/1.66 \quad (3.8)$$

$$F_4 = F_3 * P_R^{1.649} \quad (3.9)$$

For $P_R > 1 \text{ Mpa}$,

$$F_1 = P_R^{-0.368} \exp[0.648 * (1 - P_R)] \quad (3.10)$$

$$F_2 = F_1 / \{P_R^{-0.448} \exp[0.245 * (1 - P_R)]\} \quad (3.11)$$

$$F_3 = P_R^{0.219} \quad (3.12)$$

$$F_4 = F_3 * P_R^{1.649} \quad (3.13)$$

El rango de datos de experimentación en los que se basa la correlación son:

$$0.2 < P < 19 \text{ MPa}$$

$$136 \leq G \leq 18600 \text{ kg/m}^2 * s$$

$$0.15 < L_{heat} < 3.7 \text{ m}$$

$$2 < D_H < 45 \text{ mm}$$

Aun así, no podemos asumir el correcto funcionamiento de la correlación para todas las combinaciones de los distintos rangos de parámetros.

3.1.2 Correlación de Caira et al (1995)

Esta correlación se basa en las condiciones de entrada y se supone una de las más precisas publicadas recientemente. Esta correlación está basada en datos experimentales sobre el

CHF en ebullición de flujo subenfriado (*subcooled flow boiling*) de agua, en rangos correspondientes a las condiciones termohidráulicas de la fusión de reactores [12] [2].

$$q''_{CHF} = \frac{c_1 + [0.25 * (h_f - h)_{in}]^{y_3} * c_2}{1 + c_3 * L_{heat}^{y_{10}}} \quad (3.14)$$

$$c_1 = y_0 * D^{y_1} * G^{y_2} \quad (3.15)$$

$$c_2 = y_4 * D^{y_5} * G^{y_6} \quad (3.16)$$

$$c_3 = y_7 * D^{y_8} * G^{y_9} \quad (3.17)$$

Todos los parámetros están en unidades del SI.

$$y_0 = 10829.55, \quad y_1 = -0.0547, \quad y_2 = 0.713, \quad y_3 = 0.978, \quad y_4 = 0.188, \\ y_5 = 0.486, \quad y_6 = 0.462, \quad y_7 = 0.188, \quad y_8 = 1.2, \quad y_9 = 0.36, \quad y_{10} = 0.911$$

Los rangos válidos de los parámetros de acuerdo a los datos experimentales de la correlación son:

$$0.1 < P < 8.4 \text{ MPa}$$

$$900 \leq G \leq 90000 \text{ kg/m}^2 * s$$

$$0.25 < L_{heat} < 61 \text{ cm}$$

$$0.3 < T_{in} < 242.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$0.1 < D < 25.4 \text{ mm}$$

3.1.3 Correlación de Katto and Ohno (1984)

Esta correlación es del segundo tipo, basada en las condiciones de entrada del fluido. A diferencia de la correlación de Bowring, esta correlación se puede emplear para distintos fluidos a parte del agua sin necesidad de aplicar métodos de escalado [13] [1].

$$q''_{CHF} = X * G * (h_{fg} + K * \Delta h_{sub}) \quad (3.18)$$

Donde Δi_{sub} (J/kg), es el subenfriamiento en la entrada expresado en función de las entalpías:

$$Z' = \frac{z}{D} \quad (3.19)$$

$$R' = \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (3.20)$$

$$W' = \frac{\sigma * \rho_l}{G^2 * z} \quad (3.21)$$

Donde z es la distancia longitudinal del canal (z = L para flujo de calor uniforme cuando el CHF se alcanza al final del canal).

$$X_1 = \frac{C * W'^{0.043}}{Z'} \quad (3.22)$$

$$C = 0.25 \quad \text{for } Z' < 50 \quad (3.23)$$

$$C = 0.25 + 0.0009 * (Z' - 50) \quad \text{for } 50 < Z' < 150 \quad (3.24)$$

$$C = 0.34 \quad \text{for } Z' > 150 \quad (3.25)$$

$$X_2 = \frac{0.1 * R'^{0.133} * W'^{0.333}}{1 + 0.0031 * Z'} \quad (3.26)$$

$$X_3 = \frac{0.098 * R'^{0.133} * W'^{0.433} * Z'^{0.27}}{1 + 0.0031 * Z'} \quad (3.27)$$

$$X_4 = \frac{0.0384 * R'^{0.6} * W'^{0.173}}{1 + 0.28 * W'^{0.233} * Z'} \quad (3.28)$$

$$X_5 = \frac{0.234 * R'^{0.513} * W'^{0.433} * Z'^{0.27}}{1 + 0.0031 * Z'} \quad (3.29)$$

Expresiones alternativas de K:

$$K_1 = \frac{0.261}{C * W'^{0.043}} \quad (3.30)$$

$$K_2 = \frac{0.833 * [0.0124 + (1/Z')]}{R'^{0.133} * W'^{0.333}} \quad (3.31)$$

$$K_3 = \frac{1.12 * [1.52 * W'^{0.233} + (1/Z')]}{R'^{0.6} * W'^{0.173}} \quad (3.32)$$

El método que se emplea para elegir el valor de X y K se muestra en la Tabla 3.1:

TABLA 3.1 CRITERIO DE SELECCIÓN VARIABLES KATTO & OHNO

Para $R' < 0.15$		Para $R' > 0.15$	
IF	CHOOSE	IF	CHOOSE
$X_1 < X_2$	$X = X_1$	$X_1 < X_5$	$X = X_1$
$X_1 > X_2$ and $X_2 < X_3$	$X = X_2$	$X_1 > X_5$ and $X_5 > X_4$	$X = X_5$
$X_1 > X_2$ and $X_2 > X_3$	$X = X_3$	$X_1 > X_5$ and $X_5 < X_4$	$X = X_4$
$K_1 > K_2$	$K = K_1$	$K_1 > K_2$	$K = K_1$
$K_1 < K_2$	$K = K_2$	$K_1 < K_2$ and $K_2 < K_3$	$K = K_2$
		$K_1 < K_2$ and $K_2 > K_3$	$K = K_3$

Los rangos de validez son:

$$0.001 > D > 0.038 \text{ m}$$

$$5 > Z' > 880$$

$$0.0003 > R' > 0.41$$

$$3 \cdot 10^{-9} > W' > 2 \cdot 10^{-2}$$

Todas las unidades en el sistema internacional.

3.1.4 Correlación de Shah (1987)

Esta correlación está basada en una gran cantidad de datos provenientes de 62 fuentes independientes y comparada con datos de 23 fluidos distintos. Está diseñada para un flujo ascendente en canales verticales para un flujo de calor constante, que es como muchos de intercambiadores de calor son de este tipo. Esta correlación ha demostrado buenos resultados de acuerdo con los datos experimentales cubriendo un amplio rango de parámetros, por eso se ha decidido incluirla en el estudio [14] [2].

La correlación se presenta en dos formas, una basada en las condiciones de entrada del fluido (UCC – *Upstream Conditions Correlation*) y otra basada en las condiciones locales (LCC – *Local Conditions Correlation*).

1. Versión UCC

$$Bo = q''_{CHF}/G * h_{fg} = 0.124 * \left(\frac{D}{L_E}\right)^{0.89} * \left(\frac{10^4}{Y}\right)^n * (1 - x_{iE}) \quad (3.33)$$

Cuando el título de vapor a la entrada es menor que 0 ($x_{eq,in} \leq 0$), entonces L_E es la distancia axial desde la entrada del canal, L , y $x_{iE} = x_{eq,in}$. Cuando $x_{eq,in} > 0$, entonces L_E es la distancia de ebullición L_B y $x_{iE} = 0$. La distancia de ebullición viene dada por:

$$L_b = L + D * x_{eq,in}/(4 * Bo) \quad (3.34)$$

Para todos los fluidos, $n = 0$ cuando $Y \leq 10^4$. Para el helio, cuando $Y > 10^4$, n se calcula así:

$$n = (D/L_E)^{0.33} \quad (3.35)$$

Para otros fluidos cuando $Y > 10^4$,

$$n = \begin{cases} (D/L_E)^{0.54} & \text{for } Y \leq 10^6, \\ \frac{0.12}{(1 - x_{iE})^{0.5}} & \text{for } Y > 10^6. \end{cases} \quad (3.36)$$

El parámetro Y se define como:

$$Y = \frac{G * D * C_{PL}}{k_L} * (\rho_L^2 * g * D / G^2)^{-0.4} * (\mu_L / \mu_G)^{0.6} \quad (3.37)$$

2. Versión LCC

$$Bo = q''_{CHF} / G * h_{fg} = F_E * F_x * Bo_0 \quad (3.38)$$

Donde L_C es la distancia axial desde la entrada

$$F_E = 1.54 - 0.032 * (L_C / D) \quad (3.39)$$

Se requiere que $F_E \geq 1$, en caso de que $F_E < 1$ se usará $F_E = 1$. El parámetro Bo_0 tendrá el valor más alto de estas tres expresiones:

$$Bo_0 = 15 * Y^{-0.612} \quad (3.40)$$

$$Bo_0 = 0.082 * Y^{-0.3} * [1 + 1.45 * P_r^{4.03}] \quad (3.41)$$

$$Bo_0 = 0.0024 * Y^{-0.105} * [1 + 1.15 * P_r^{3.39}] \quad (3.42)$$

Donde $P_r = P / P_{cr}$ es la presión reducida y P_{cr} la presión crítica del fluido.

Si $x_{eq} \geq 0$ entonces:

$$F_x = F_3 * \left[1 + \frac{(F_3^{-0.29} - 1) * (P_r - 0.6)}{0.35} \right]^c \quad (3.43)$$

$$F_3 = \left(\frac{1.25 * 10^5}{Y} \right)^{0.833 * x_{eq}} \quad (3.44)$$

$$c = \begin{cases} 0 & \text{for } P_r \leq 0.6, \\ 1 & \text{for } P_r > 0.6. \end{cases} \quad (3.45)$$

Si $x_{eq} < 0$,

$$F_x = F_1 * \left[1 - \frac{(1 - F_2) * (P_r - 0.6)}{0.35} \right]^b \quad (3.46)$$

$$F_1 = 1 + 0.0052 * (-x_{eq})^{0.88} * Y^{0.41} \quad (3.47)$$

Si $Y \geq 1.4 * 10^7$, usaremos $Y = 1.4 * 10^7$ en la ecuación previa que calcula F_1 . Además

$$F_2 = \begin{cases} F_1^{-0.42} & \text{when } F_1 \leq 4, \\ 0.55 & \text{when } F_1 > 4. \end{cases} \quad (3.48)$$

$$b = \begin{cases} 0 & \text{for } P_r \leq 0.6, \\ 1 & \text{for } P_r > 0.6. \end{cases} \quad (3.49)$$

Shah recomienda un uso de UCC o LCC de acuerdo a las siguientes indicaciones. Para helio, emplear UCC siempre. Para otros fluidos, usar UCC cuando $Y \leq 10^6$ o $L_E > 160/P_r^{1.14}$. Sino, usar la correlación que prediga un valor menor de Bo. Estos son los rangos de los parámetros para las dos correlaciones:

$$0.32 < D < 37.8 \text{ mm}$$

$$0.0014 < P_r < 0.961$$

$$4.0 < G < 2.9 * 10^5 \text{ kg/m}^2 * s$$

$$0.11 < q_w'' < 4.5 * 10^4 \text{ kW/m}^2$$

$$1.3 < L_C/D < 940$$

$$-4.0 < x_{eq,in} < 0.81$$

$$-2.6 < x_{eq,chf} < 1.0$$

Katto [15] indica que la fuerte dependencia del parámetro Y en la correlación de Shah con la gravedad para flujos másicos elevados es físicamente cuestionable.

3.2 Cálculos

El objetivo de este análisis consiste en realizar una comparación cualitativa del comportamiento de las correlaciones expuestas en el anterior apartado frente a la variación de distintos parámetros de las correlaciones. Para que la comparación sea lo más objetiva posible se ha definido un problema caso cuyas condiciones cumplen los rangos de aplicabilidad de todas las correlaciones.

El caso a analizar sería el de un tubo vertical con flujo ascendente por el cual circula agua, en la Tabla 3.2 se exponen los parámetros que definen el problema.

TABLA 3.2 PARÁMETROS DEL PROBLEMA

TUBO VERTICAL CON FLUJO ASCENDENTE	
FLUIDO	AGUA
Diámetro (D)	0.01 m
Longitud (L)	3 m
Presión (P)	8 MPa
Gasto másico (G)	3000(kg/(m ² ·s))
Temperatura de entrada (T_{in})	240 °C (513 K)
Presión crítica del agua (P_{cr})	22.39 MPa

Suposiciones:

- Presión constante durante todo el proceso.
- Longitud de ebullición es igual a la longitud del tubo, alcanzándose el flujo crítico de calor en la salida del tubo ($z = L$).
- Cuando se emplea el título de vapor local (x_{eq}) para calcular balances de energías asumimos que las dos fases están en equilibrio en el interior del tubo.
- Flujo de calor uniforme.
- El fluido entra en la tubería como líquido subenfriado $x_{in} < 0$ en todos los casos.

Para realizar los cálculos se ha hecho uso de la herramienta de programación Matlab, en la cual se ha implementado un código para cada una de las correlaciones y posteriormente se han graficado los resultados en función del parámetro que se ha variado. También se ha empleado el código CoolProp para el cálculo de propiedades.

En cada correlación se ha dado un rango de valores a una variable independiente y se ha analizado el comportamiento de la variable dependiente q''_{CHF} :

- Variación del flujo crítico de calor en función del gasto másico.
- Variación del flujo crítico de calor en función de la presión.
- Variación del flujo crítico de calor en función de la temperatura de entrada.

El rango de valores se ha elegido de manera que cumpla las limitaciones dadas por el rango de aplicabilidad de cada correlación y las limitaciones dadas por la definición del problema en sí.

Algunos cálculos comunes para las correlaciones:

- Calor latente de vaporización:

$$h_{fg} = h_v - h_l \quad (3.50)$$

- Título de vapor en la entrada. Normalmente el título de vapor se entiende como la fracción másica de vapor en una mezcla líquido-vapor y se suele expresar de la siguiente manera:

$$x = \frac{m_v}{m_v - m_l} \quad (3.51)$$

El título también se puede expresar en función de los volúmenes como la relación entre el aumento de volumen durante la vaporización y el aumento de volumen correspondiente con el vapor saturado a la misma presión.

$$x = \frac{v_x - v_l}{v_v - v_l} \quad (3.52)$$

Siendo v_x el volumen específico de la mezcla, v_l el volumen específico del líquido saturado y v_v el volumen específico del vapor saturado. Esta ecuación se corresponde con las distancias en el diagrama P-V. De forma análoga, en un diagrama h-S la misma relación se cumple para las distancias correspondientes con las entalpías y por tanto se puede calcular el título de la siguiente manera:

$$x_{in} = \frac{h_{in} - h_l}{h_v - h_l} = \frac{h_{in} - h_l}{h_{fg}} \quad (3.53)$$

- El rango de temperaturas de entrada se ha calculado de la misma manera para todas las correlaciones. Basandose en el artículo de de Monica Laraia (2014) [117], he elegido un rango de temperaturas tal que el líquido entre en a la tubería como líquido subenfriado en un rango de $-0.4 < x_{in} < 0.0$. Fijando este parámetro se puede obtener el rango de entalpías (h_{in}) y posteriormente el rango de temperaturas T_{in} . El rango obtenido es:

$$447 < T_{in} < 568 \text{ K} \quad \text{ó} \quad 174 < T_{in} < 295 \text{ °C}$$

La temperatura de 295 °C es la correspondiente a la temperatura de saturación (T_{sat}).

3.2.1 Bowring

Esta correlación depende de x_{eq} que es el título de vapor local en el momento que ocurre CHF. Tenemos dos incógnitas en nuestro conjunto de ecuaciones. Para resolverlo debemos introducir la ecuación del balance de energías:

$$A_c \cdot G \cdot \left((h_l + x_{eq} \cdot h_{fg}) - h_{in} \right) = p \cdot q_w'' \cdot L \quad (3.54)$$

Donde A_c es el área del tubo por donde fluye el agua:

$$A_c = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (3.55)$$

P es el perímetro de la tubería:

$$p = \pi \cdot D \quad (3.56)$$

Por otro lado, q''_w es el calor en la pared de la tubería, que para resolver igualaremos al flujo de calor crítico q''_{CHF} . Finalmente se resuelve un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas:

$$\begin{cases} A_c \cdot G \cdot ((h_l + x_{eq} \cdot h_{fg}) - h_{in}) = p \cdot q''_{CHF} \cdot L \\ q''_{CHF} = \frac{A_B - D_H \cdot G \cdot h_{fg} \cdot x_e / 4}{C_B} \end{cases} \quad (3.57)$$

Los rangos para cada variable son los siguientes:

TABLA 3.3 RANGO DE VALIDEZ BOWRING

$535 < G < 18600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
$3.4 < P < 19 \text{ MPa}$
$447 < T_{in} < 568 \text{ K}$

El límite inferior del rango de gastos másicos viene delimitado por el título local, ya que el máximo título de vapor que esperamos obtener es de 1.0, como se observa en la gráfica (citar grafica G-xeq).

El límite inferior del rango de presiones viene limitado por la temperatura. A una temperatura de 513 K la presión menor que se puede tener para que el fluido aún se encuentre en la región subenfriada es de 3.4 MPa, para presiones menores nos situamos en la región de vapor sobrecalentado.

3.2.2 Caira et al

Los rangos para cada variable son los siguientes:

TABLA 3.4 RANGO DE VALIDEZ CAIRA ET AL

$900 < G < 90000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
$3.4 < P < 8.4 \text{ MPa}$
$447 < T_{in} < 568 \text{ K}$

El límite inferior del rango de presiones de nuevo es el mismo que en Bowring, y las razones son las mismas.

3.2.3 Katto and Ohno

El subenfriamiento se calcula en función de la entalpía:

$$\Delta h_{sub} = h_l - h_{in} \quad (3.58)$$

Los rangos de valores para cada variable son:

TABLA 3.6 RANGO DE VALIDEZ KATTO & OHNO

$100 < G < 41000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
$3.4 < P < 19 \text{ MPa}$
$447 < T_{in} < 568 \text{ K}$

El rango de G se ha determinado despejando de los valores límite de W' el gasto másico, manteniendo el resto de parámetros constantes, el rango de G por tanto es compatible con el de W' .

El rango de P se ha determinado eligiendo un rango suficientemente grande (con el mismo límite inferior de 3.4 MPa mencionado en los anteriores casos), y se a continuación se

grafican tanto R' , como W' para comprobación de que el rango es compatible con las limitaciones de la correlación.

La Z' vale 300 en todos los casos ya que solo depende de la geometría así que no necesita comprobación.

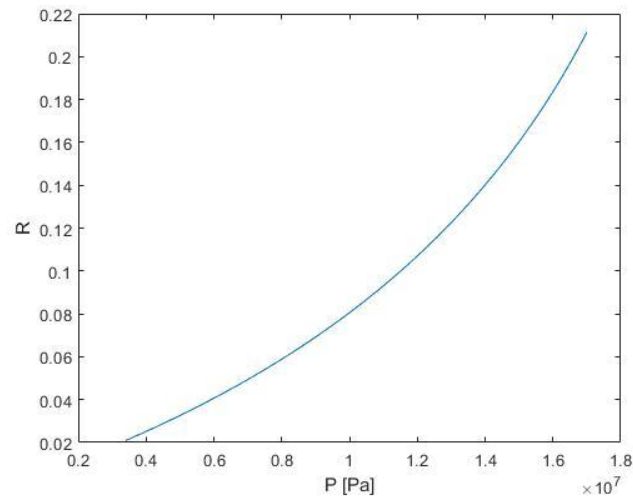


Fig. 3.1 Representación gráfica del rango del parámetro R' de la correlación Katto & Ohno en función de la presión.

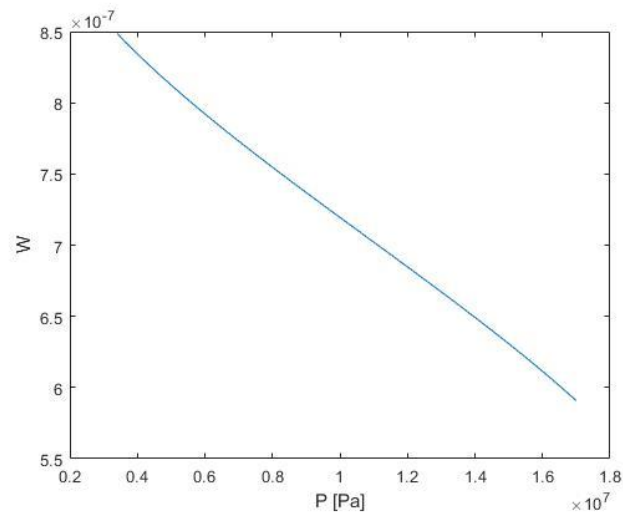


Fig. 3.2 Representación gráfica del parámetro W' de la correlación Katto & Ohno en función de la presión.

3.2.4 Shah

1. *Shah UCC*

El número de Bond se calcula así:

$$Bo = \frac{(\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot L}{\sigma} \quad (3.59)$$

Donde ρ_l, ρ_v son las densidades del líquido y el vapor saturados; g es la gravedad; L es la longitud característica que para nuestro caso será la longitud del tubo y σ la tensión superficial.

Los rangos de valores para cada variable son:

TABLA 3.8 RANGO DE VALIDEZ SHAH UCC

$10 < G < 2.9 \cdot 10^5 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
$3.4 < P < 21.5 \text{ MPa}$
$447 < T_{in} < 568 \text{ K}$

El límite inferior del rango de presiones viene limitado de igual forma que los anteriores. El límite superior viene limitado por la relación entre la presión y la presión crítica del agua.

2. *Shah LCC*

En esta correlación podemos observar que el valor de x_{eq} tiene una influencia importante y es un parámetro necesario para calcular el flujo crítico de calor. Sin embargo, en esta ocasión no podemos resolverlo como en la correlación de Bowring. Por tanto se ha decidido imponer un flujo de calor uniforme en la pared $q''_w = 1.25 \text{ MW}/\text{m}^2$ que nos permite obtener un valor de x_{eq} realizando un balance de energías:

$$A_c \cdot G \cdot \left((h_l + x_{eq} \cdot h_{fg}) - h_{in} \right) = p \cdot q_w'' \cdot L \quad (3.60)$$

$$x_{eq} = \frac{\frac{p \cdot q_w'' \cdot L}{A_c \cdot G} + h_{in}}{-h_{fg}} \quad (3.61)$$

Una vez obtenido este valor, lo introducimos en la correlación para obtener el flujo crítico de calor.

Los rangos de valores para cada variable son:

TABLA 3.10 RANGO DE VALIDEZ SHAH LCC

$890 < G < 7.3 \cdot 10^4 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
$3.4 < P < 17 \text{ MPa}$
$447 < T_{in} < 568 \text{ K}$

El rango de G viene limitado por el título de vapor local x_{eq} , que valdrá como máximo 1.0 y como mínimo el título de vapor en la entrada x_{in} que vale:

$$\begin{array}{l} T_{in} = 513 \text{ K} \rightarrow h_{in} = 1.037 \cdot 10^6 (\text{J/kg}) \\ P = 8 \text{ MPa} \rightarrow h_l = 1.3173 \cdot 10^6 (\text{J/kg}) \\ h_{in} = 2.7587 \cdot 10^6 (\text{J/kg}) \end{array} \quad (3.62)$$

$$x_{in} = \frac{h_{in} - h_l}{h_v - h_l} = -0.1944 \quad (3.63)$$

Estos valores se obtienen despejando el gasto másico del balance de energías para los valores límites de x_{eq} ($-0.1944 < x_{eq} < 1.0$). Esto viene reflejado en la Fig. 3.3.

Por otro lado el rango de presiones también viene limitado por el x_{eq} . Siguiendo el mismo criterio que el mencionado anteriormente. En la figura se muestra como se respetan estos límites, que por otra parte afectan al límite superior, ya que el inferior está limitado por el diagrama T-s.

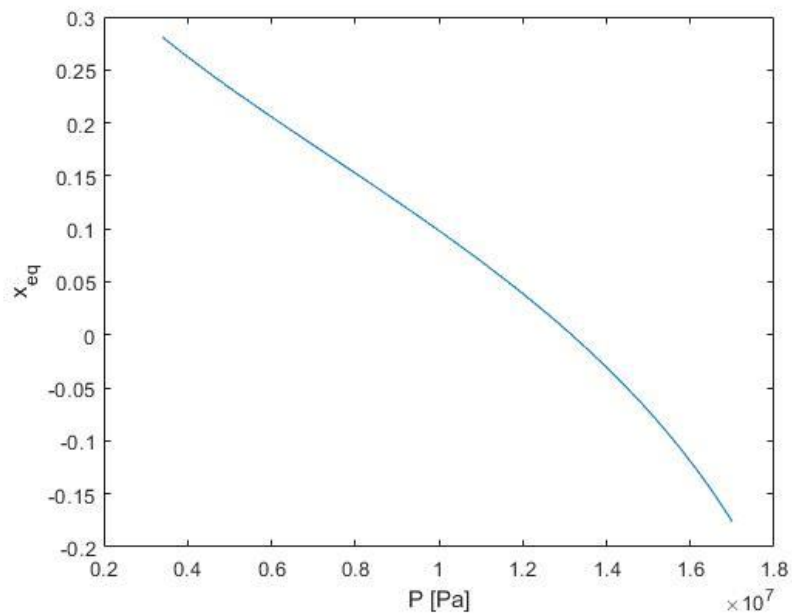


Fig. 7 Representación gráfica de x_{eq} respecto P (Shah LCC).

3.3 Resultados

En este apartado se presenta una comparación entre las correlaciones de forma gráfica. Para ello hemos tomado los rangos de valores presentados en el apartado anterior.

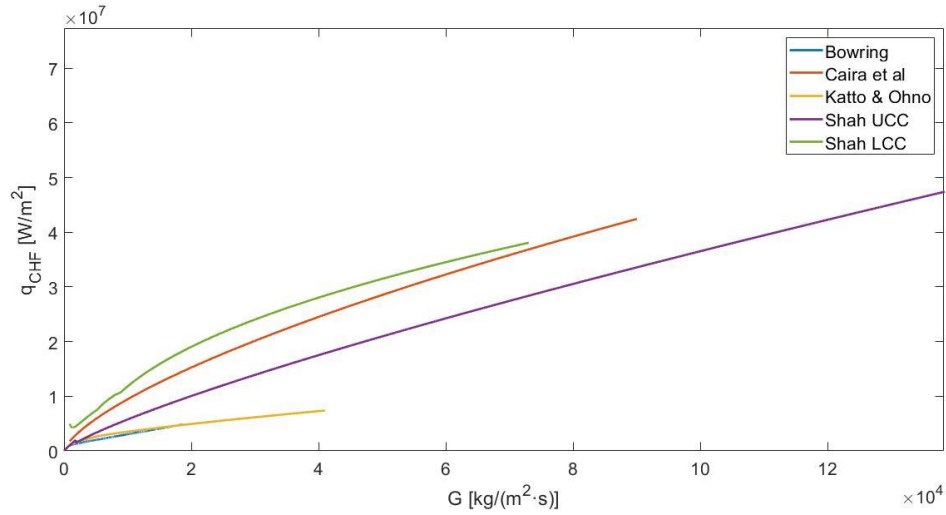


Fig. 3.4 Flujo crítico de calor en función del gasto másico.

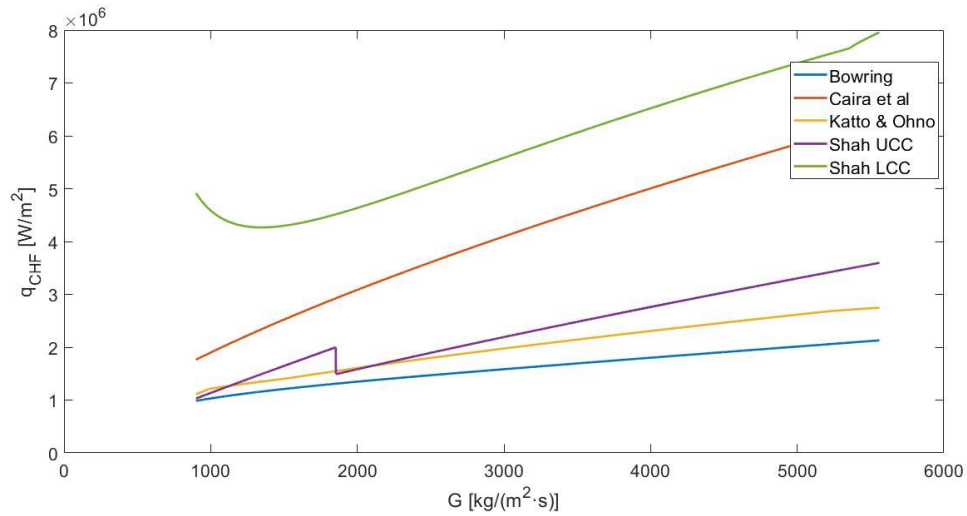


Fig. 3.5 Flujo crítico de calor en función del gasto másico (rango de G : 500-5560 $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)

La Fig. 3.4 muestra el flujo crítico de calor en función del gasto másico. Los rangos de G varían de una correlación a otra por lo que en la Fig. 3.5 se muestra lo mismo que en la Fig. 3.4 pero restringido al rango de gastos másicos que tienen todas las correlaciones en común: $900 < G < 5560 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$.

Podemos observar que para todas las correlaciones el CHF aumentan conforme aumenta el gasto másico. Esto es un comportamiento esperable y de acuerdo con la literatura como se explicaba anteriormente. Tanto la correlación Shah LCC como Caira et al. predicen los valores mayores del CHF, esto se debe a que el proceso de obtención de resultados para Shah LCC es distinto al del resto de correlaciones y cabría esperar diferencia de resultados. La correlación de Caira et al. está basada en datos experimentales de ebullición subenfriada forzada (*subcooled flow boiling*), es decir que las condiciones de operación son las propias de este tipo de ebullición, como flujos de calor más elevados. En nuestras condiciones de operación presumiblemente el mecanismo de alcance de CHF será de tipo *dryout* y por tanto esto nos hace dudar de la exactitud de los valores predichos por esta correlación [12].

También observamos que los valores que predicen Bowring y Katto & Ohno son muy parecidos. Esto se puede deber a que las condiciones de experimentación y los datos sobre los que se basan estas correlaciones son parecidos. Shah UCC también da unos resultados parecidos a las dos mencionadas antes, sin embargo observamos un salto en $G = 1853 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$. Esto ocurre porque en ese momento el parámetro Y , dependiente de G , sobrepasa el valor 10^6 y el parámetro n se calcula con otra fórmula. Además, observamos una variación en la pendiente que puede ser correspondiente a la transición en el mecanismo de alcance de CHF, *dryout – DNB (Departure from Nucleate Boiling)*, mencionada en la Fig. 2.12.

Los datos de Shah LCC son un poco más dispares al resto y la razón más probable es que el método de cálculo es diferente al resto ya que se ha impuesto un flujo de calor en la pared para poder realizar el resto de cálculos.

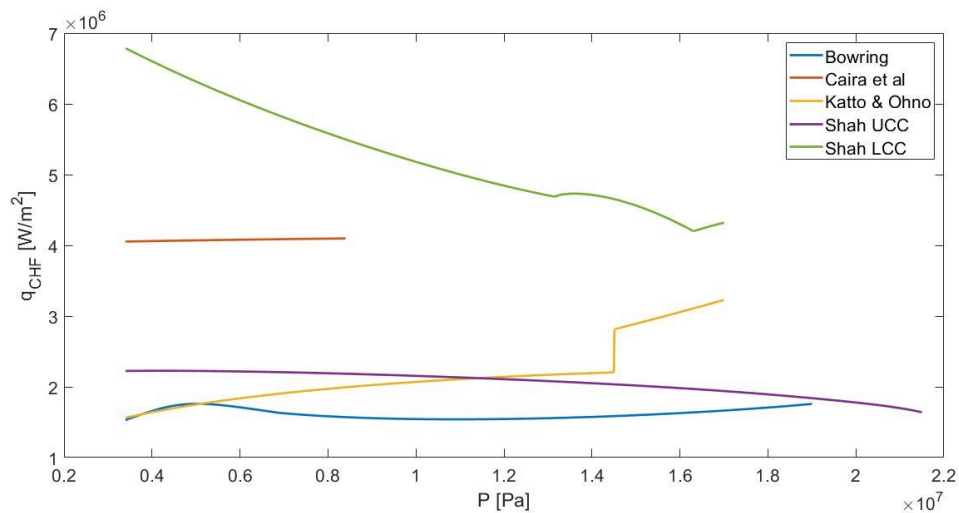


Fig. 3.6 Flujo crítico de calor en función de la presión.

En la Fig 3.6 se presenta una gráfica con la representación de los valores de CHF que predice cada correlación para su rango de presiones. El comportamiento es un poco aleatorio y no se percibe una tendencia generalizada. A continuación, se dan posibles razones.

Para ebullición subenfriada forzada (*subcooled flow boiling*) algunos experimentos (Celata et al. (1993b, 1994b), Nariai et al. (1992), Vandervort et al. (1992)) demuestran que la influencia directa de la presión sobre el CHF es más bien débil cuando se mantienen el resto de parámetros constantes. En algunos casos se nota prácticamente ninguna influencia reseñable y en algunos se obtiene una leve disminución respecto al aumento de la presión. Por otro lado, cuando hablamos de ebullición saturada forzada (*saturated flow boiling*), el CHF suele alcanzar un máximo para valores alrededor de 3 MPa y a partir de ahí decrece para presiones más altas experimentando algún máximo local más. En nuestro estudio el rango de valores de la presión suele estar por encima de 3 MPa. Por tanto, como se muestra en la gráfica cabía de esperar que nuestras correlaciones predigan poca dependencia del CHF sobre la presión y esto lo confirman los resultados. En cuatro de las correlaciones apenas existe una variación de $1 \text{ MW}/\text{m}^2$ en total (a excepción de Shah LCC cuyos datos han sido calculados empleando un procedimiento distinto) [11].

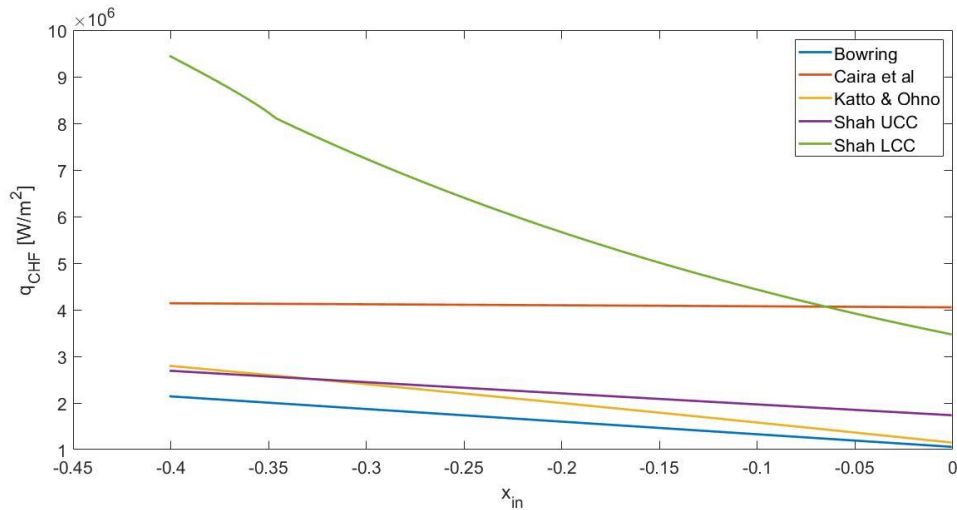


Fig. 3.7 Flujo crítico de calor frente al título de vapor en la entrada (subenfriamiento).

En la Fig 3.7 se muestra la influencia del subenfriamiento en la entrada de la tubería, expresada en función de x_{in} . Podemos observar que el comportamiento generalizado es una disminución del CHF a medida que aumenta el título de vapor en la entrada, dicho de otra forma, el CHF será mayor para subenfriamientos mayores.

La correlación de Katto predice valores inferiores a los reales para $x_{in} \gg 0$, también predice valores erróneos para valores $x_{eq} < 0$. Sin embargo, estas dos condiciones no han sido contempladas en este estudio por lo que no debería afectar. La correlación de Bowring predice valores inferiores a los reales para $x_{in} > 0$; condición no contemplada en este estudio. Por tanto, estas posibles desviaciones se pueden descartar a priori y explican que Bowring y Katto predigan valores parecidos de CHF y presenten un comportamiento similar (sobre todo en la Fig 3.5 y Fig 3.7). [14]

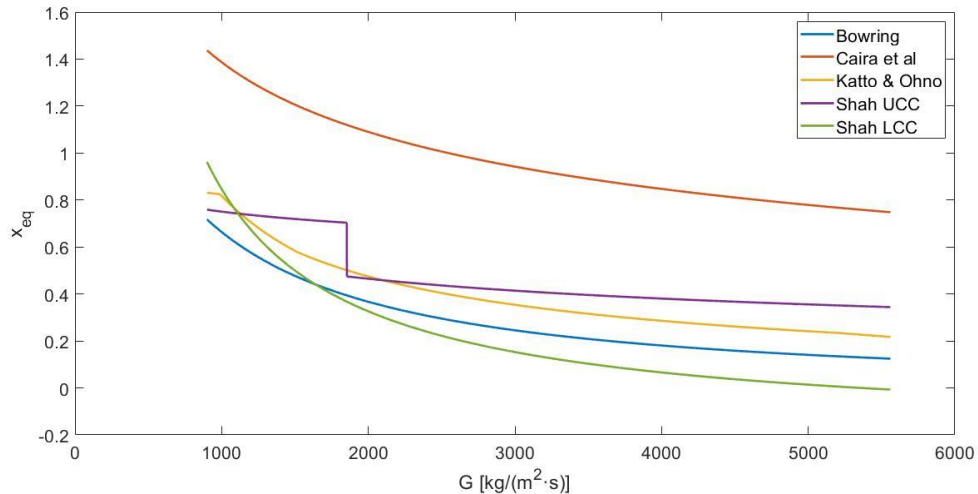


Fig. 3.8 Título de vapor local en función del gasto másico.

En la Fig. 3.8 se muestra la dependencia del título de vapor en CHF (x_{eq}) en función del gasto másico. Se muestran los valores correspondientes al rango de gastos másicos que tienen en común todas las correlaciones.

El valor de x_{eq} se ha obtenido realizando un balance de energías como en la ecuación (poner la ecuación del balance de energías). Lo que más llama la atención son los valores que toma x_{eq} en la correlación de Caira et al, puesto que están por encima de 1 para valores bajos del gasto másico. Esto querría decir que el fluido se ha evaporado completamente y alcanza el CHF al final de la tubería ($z = L$) como vapor sobrecalentado. Si volvemos a la Fig. 3.5 observamos que predice valores de CHF mayores que el resto de correlaciones (a excepción de Shah LCC cuyos resultados han sido calculados usando otro método), debido a esto el fluido se calienta más rápido y alcanza antes la condición de vapor sobrecalentado. Como hemos mencionado anteriormente es posible que esto ocurra porque el caso de aplicación no corresponde con las condiciones de aplicación para las que está diseñada esta correlación (*Subcooled Flow Boiling*).

El resto de correlaciones presentan valores muy parecidos del título de vapor local. A medida que aumenta el gasto másico el título de vapor local disminuye, esto quiere decir que la cantidad del fluido que se ha evaporado es menor para gastos másicos mayores. En la correlación de Shah UCC se observa de nuevo el salto en $G = 1853 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)}$, ya explicado anteriormente.

4. APLICACIÓN

4.1 Descripción

En la industria existen diferentes formas de generar vapor en función de la fuente de energía: combustibles fósiles, fisión nuclear (*nuclear boiler*), recuperando energía perdida de otros procesos (*waste heat energy recovery boiler*). A pesar de que una caldera o generador de vapor implica la transformación de agua en vapor, algunas aplicaciones no tienen este propósito sino el de calentar el fluido hasta una cierta temperatura.

4.1.1 Principios de operación

El combustible se quema dentro del hogar de la caldera, generando un calor que es absorbido por las superficies de calentamiento en él. En la Fig. 4.1 se muestra esquemáticamente el proceso que sigue un generador de vapor junto con un diagrama T-h (temperatura-entalpía) que sirve para clarificar el proceso de calentamiento. El agua es presurizada a la presión requerida por medio de una bomba, posteriormente es precalentada por medio de un economizador (A-B). A continuación, entra el evaporador, el agua atravesando el hogar dentro de unos tubos verticales absorbe el calor (no necesariamente elevando su temperatura puesto que está sufriendo un cambio de fase), esta parte se corresponde con B-C. El fluido bifásico compuesto por ambas fases líquida y gaseosa pasa por un calderín donde se separa el vapor del agua. El vapor entonces es llevado por un recalentador donde es calentado a presión constante (línea C-D) y después pasa a la turbina de vapor que transformará esta energía térmica en energía mecánica, y posteriormente mediante un alternador esta energía se transforma en energía eléctrica (caso típico de una central térmica). [17]

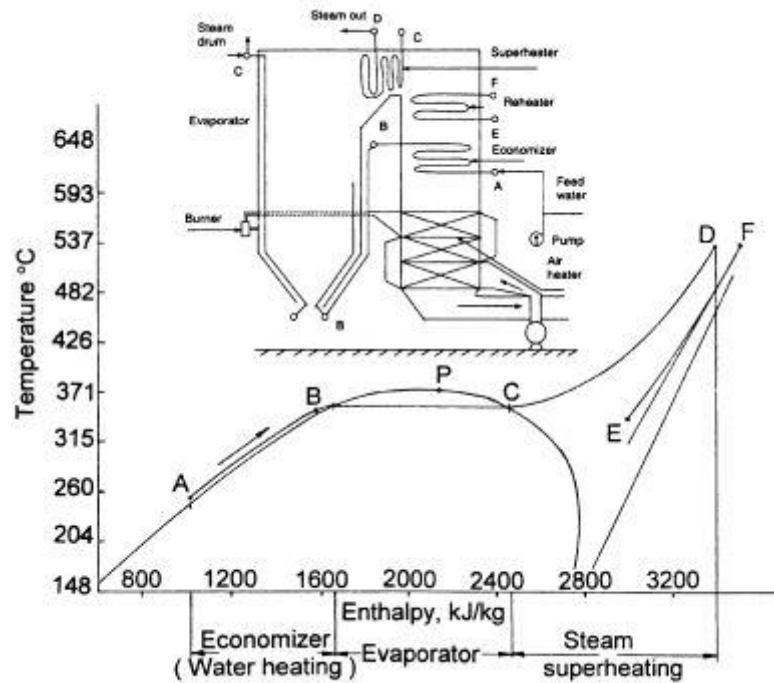


Fig. 4.1 Diagrama T-h del agua mostrando el proceso de conversión en un generador de vapor [17].

4.1.2 Clasificación

En la tabla 4.1 se muestra una clasificación general de los generadores de vapor o calderas en función de distintas características como aplicación, fuente de energía, circulación del agua, presión del vapor.... Las condiciones de operación y la aplicación marcarán el diseño teniendo en cuenta estas características. [17]

TABLA 4.1 CLASIFICACIÓN DE CALDERAS

Firing method	Energy source	Use of steam	Water circulation	Steam pressure	Construction
Stoker	Coal	Utility	Natural	Atmosphere	Packaged (Shell)
Front firing burner	Liquid fuel	Industrial	Forced	Subcritical	
Tangential firing burner	Gas	Domestic	Once-through	Supercritical	Packaged (water tube)
Opposed firing burner	Solid wastes	Marine	Combined	Sliding pressure	Field erected
Downjet firing burner	Biomass	Naval			
Cyclone firing					
Bubbling fluidized	Recovery	Hot gas boiler			
Circulating fluidized	Waste heat	Cogeneration			
No firing method	Nuclear fuel				

En la tabla 4.1 se muestran los distintos métodos de circulación del agua y del vapor a través del sistema de evaporación. Normalmente están clasificados de acuerdo al método empleado para hacer circular el agua por el hogar de la caldera. De manera más amplia podemos diferenciar dos tipos: aquellos con recirculación del líquido que implica la separación de las dos fases del fluido y calderas de paso continuo (sin recirculación).

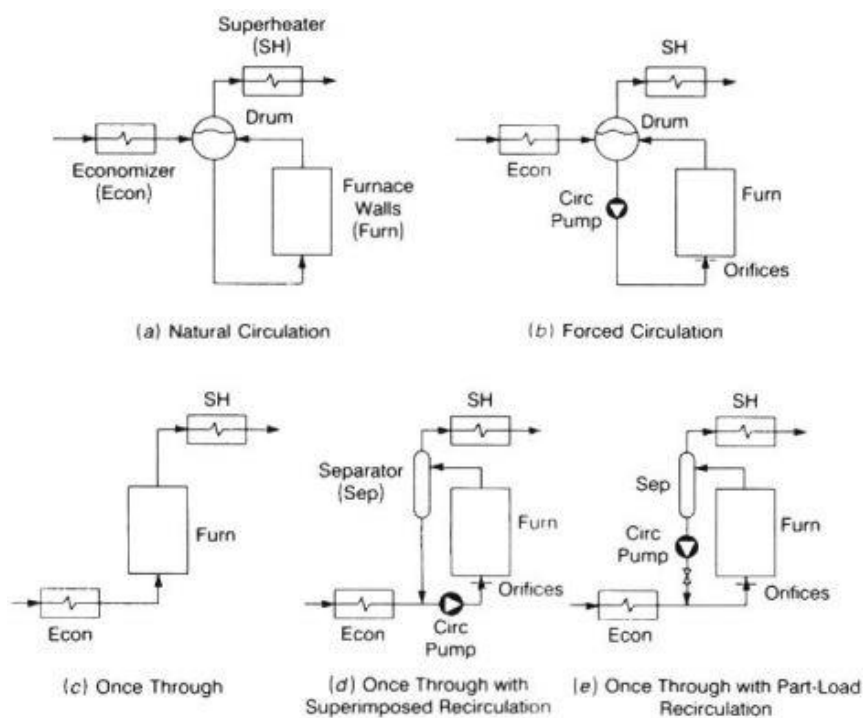


Fig. 4.2 Sistemas de circulación de calderas [17].

4.2 Aplicación

En este apartado se pretende aplicar los códigos implementados en Matlab anteriormente a un caso real de un generador de vapor, para posteriormente simplificar las correlaciones lo máximo posible desechando las que no den buenas predicciones y por último se realizará un estudio de los resultados. Para nuestro caso escogemos un generador de vapor de aplicación industrial grande que operará en régimen subcrítico y cuyos parámetros de operación vienen indicados en la tabla 4.2. La circulación del fluido será forzada y la disposición de los tubos será vertical en el hogar. El objetivo del generador de vapor será el de generar suficiente vapor para después pasar por un recalentador pasando a turbinas de vapor de distintas presiones y generar electricidad por medio de un alternador.

TABLA 4.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN GENERADOR DE VAPOR

Diámetro de los tubos	20 mm
Longitud de los tubos	3 m
Temperatura de entrada del agua	300 °C
Presión	12 MPa
Gasto másico	900-1400 kg/m ² · s

Teniendo en cuenta la evaluación que hemos hecho de las correlaciones y su comportamiento en función del régimen de ebullición se ha decidido centrar el estudio en las correlaciones de Bowring, Katto & Ohno y Shah UCC. Por tanto tanto la correlación de Shah LCC como Caira et al no han sido evaluadas para este caso, considerando que los resultados aportados por estas pueden ser poco fiables. En el caso de Shah LCC se ha descartado por emplear un método de cálculo distinto a las otras, asumiendo que esto podría afectar a los resultados.

El rango de gastos másicos se ha elegido de acuerdo con la literatura, asumiendo que este rango puede representar el empleado normalmente en generadores cuya aplicación sea la expuesta antes. [19]

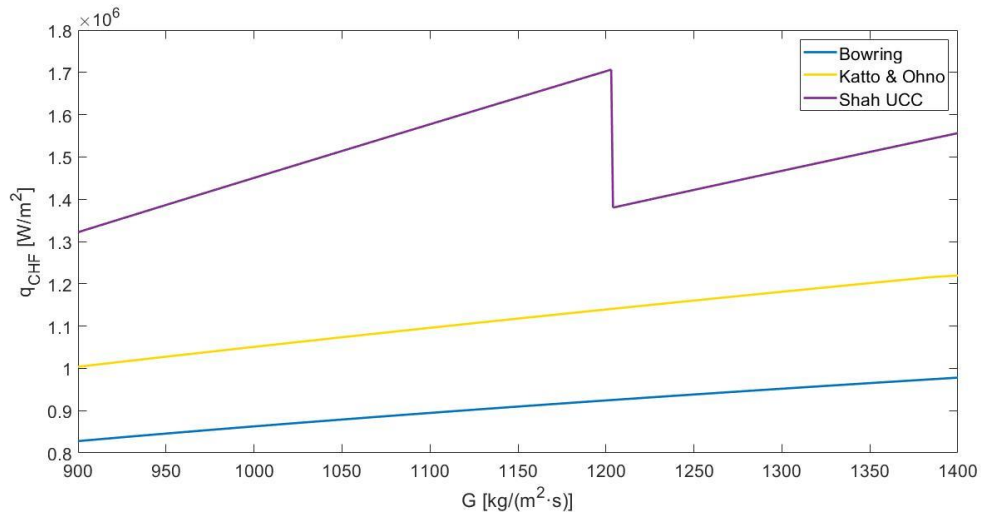


Fig. 4.3 Flujo crítico de calor en función del gasto másico generador.

En la Fig. 4.3 se muestra la representación del CHF que predice cada correlación para el rango de gastos másicos fijado. El flujo crítico de calor que predice cada correlación será el flujo máximo al que se puede someter el fluido dadas nuestras condiciones de operación, de manera que el flujo crítico se alcanza en la salida de la tubería. Este dato será el que fije las condiciones de operación en función del gasto másico de agua que pase por el tubo. Los resultados son similares a los observados en la Fig. 3.5, Shah UCC presenta una discontinuidad debido al cambio del valor del parámetro Y en la correlación. Además, Shah UCC mayores valores del CHF que las otras dos correlaciones, siendo la más actualizada de las tres, por lo que pese a suponer un posible riesgo escoger los valores que predice esta correlación se debe tener en cuenta que posiblemente sea la que con más exactitud predice el CHF.

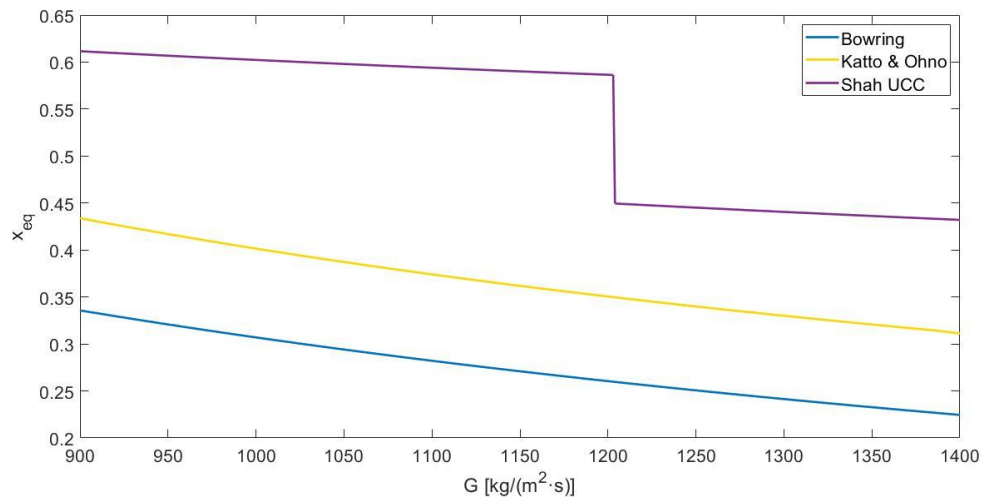


Fig. 4.4 Título de vapor local en función del gasto másico para el generador.

En la Fig 4.4 se muestra la representación gráfica de la dependencia del título de vapor local en el momento del CHF frente al gasto másico. Estos datos se han obtenido por medio de un balance de energías utilizando las ecuaciones 3.60, 3.61. Al tratarse de un generador de vapor cabe destacar la importancia de esta gráfica puesto que nos informa de la cantidad de vapor generado justo en el momento de alcance de CHF. Esto nos permite saber la máxima cantidad de vapor, en relación a la cantidad de fluido, que se va a poder generar evitando que suceda el CHF. Debido a la disparidad de resultados si comparamos cada correlación, se va a proceder a realizar una evaluación de los resultados obtenidos. Se va a simplificar cada correlación para el rango y las condiciones prefijadas mediante un ajuste de las curvas usando la herramienta *Curve Fitting Tool* de Matlab.

4.2.1 Ajuste de curva Bowring

En la Fig. 4.5 se muestra el resultado gráfico del ajuste de la curva para la correlación de Bowring. Los datos originales vienen representados por la línea de puntos rosas mientras que la curva resultante del ajuste viene representada por la línea azul.

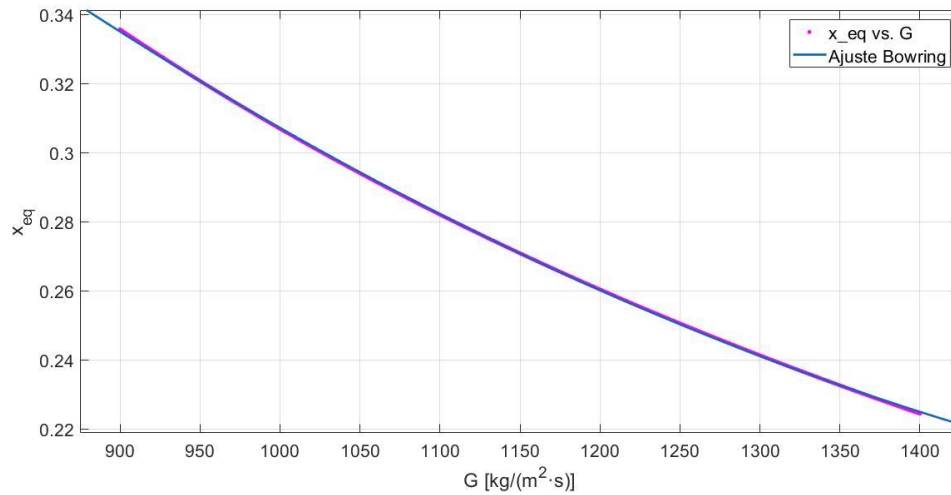


Fig. 4.5 Ajuste de la curva correspondiente a la correlación de Bowring.

Se ha realizado un ajuste polinómico de grado 2 y en la Fig. 4.6 se muestran los resultados obtenidos del ajuste. El coeficiente R^2 da un valor de 1, por lo que es muy preciso el ajuste.

Teniendo en cuenta los valores de los coeficientes del polinomio la correlación de Bowring para el rango de gastas másicos y las condiciones prefijadas de nuestro generador de vapor, la correlación se simplificaría a:

$$x_{eq} = 1.465 \cdot 10^{-7} \cdot G^2 - 0.0005571 \cdot G + 0.7177 \quad (4.1)$$

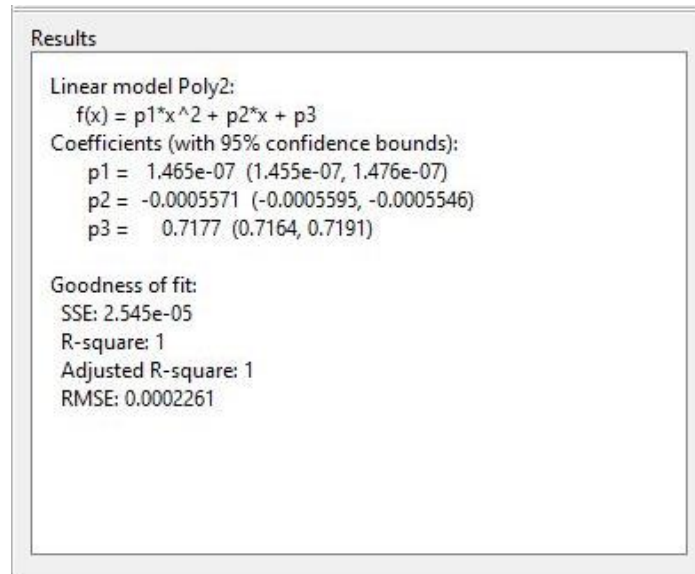


Fig. 4.6 Resultados del ajuste de Bowring.

4.2.2 Ajuste de Katto & Ohno

En la Fig. 4.7 se muestra el resultado gráfico del ajuste de la curva para la correlación de Katto & Ohno. Los datos orginiales vienen representados por la línea de puntos rosas mientras que la curva resultante del ajuste viene representada por la línea azul.

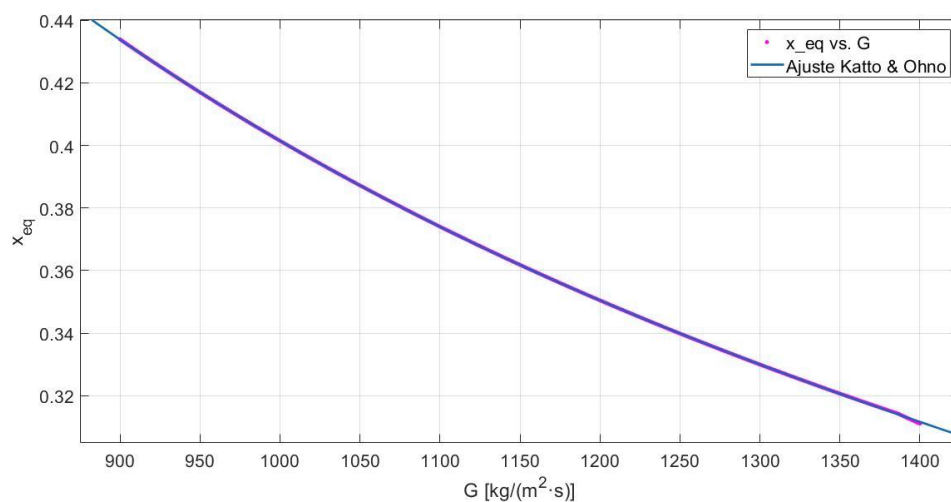


Fig. 4.7 Ajuste de la curva correspondiente a la correlación de Katto & Ohno.

Para esta correlación se ha realizado también un ajuste polinómico de grado 2 y en la Fig 4.8 se muestran los resultados obtenidos del ajuste. El valor del parámetro R^2 indican una buena coincidencia entre el ajuste y los datos originales.

Por tanto, la correlación simplificada de acuerdo al ajuste quedaría de la siguiente forma:

$$x_{eq} = 1.748 \cdot 10^{-7} \cdot G^2 - 0.0006424 \cdot G + 0.8695 \quad (4.2)$$

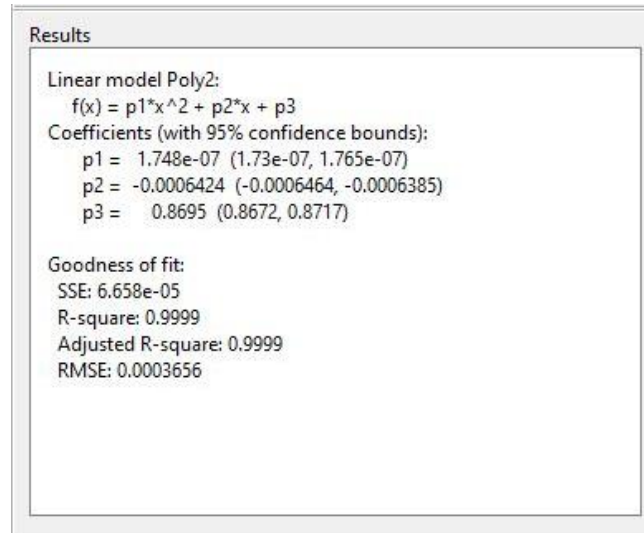


Fig. 4.8 Resultados del ajuste de Katto & Ohno.

4.2.3 Ajuste de Shah UCC

Como se ha mencionado antes, esta correlación presenta una discontinuidad en el gasto másico de $1200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Por esta razón se ha decidido realizar un ajuste para cada tramo evitando la discontinuidad. El primer tramo será el correspondiente al rango de gastos másico $900 - 1200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ y el segundo tramo corresponde al rango de $1200 - 1400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. En la Fig. 4.9 se muestra el resultado gráfico del ajuste de la curva para la correlación de Shah UCC en el primer rango de gastos másicos. Los datos originales vienen representados por la línea de puntos rosas mientras que la curva resultante del ajuste viene representada por la línea azul.

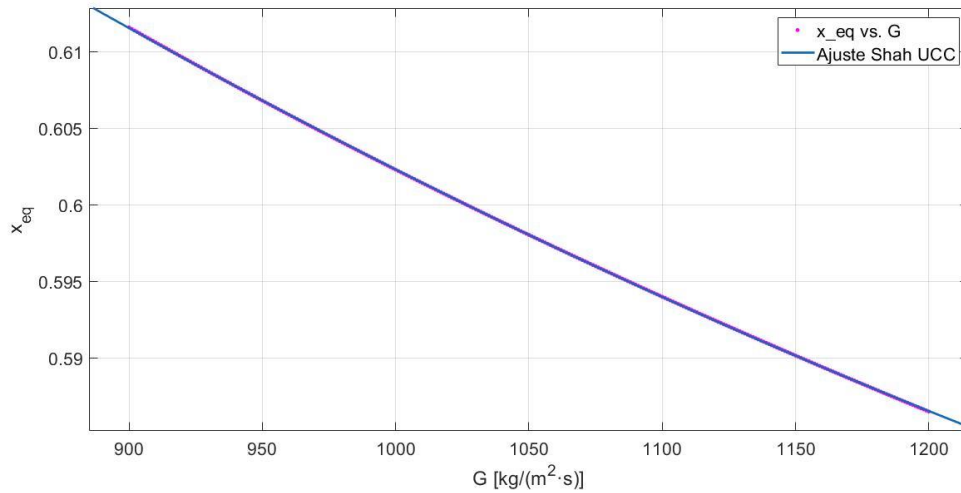


Fig. 4.9 Ajuste de la curva correspondiente a la correlación de Shah UCC en el rango de $G = 900\text{-}1200$ $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$.

Se ha realizado un ajuste polinómico de grado 2. El valor de R^2 que es de 1, lo que indica que el ajuste replica con gran exactitud los datos originales.

La correlación simplificada para las condiciones de operación fijadas y en el rango de gastos másicos elegido será:

$$x_{eq} = 4.471 \cdot 10^{-8} \cdot G^2 - 1.773 \cdot 10^{-4} \cdot G - 0.7349 \quad (4.3)$$

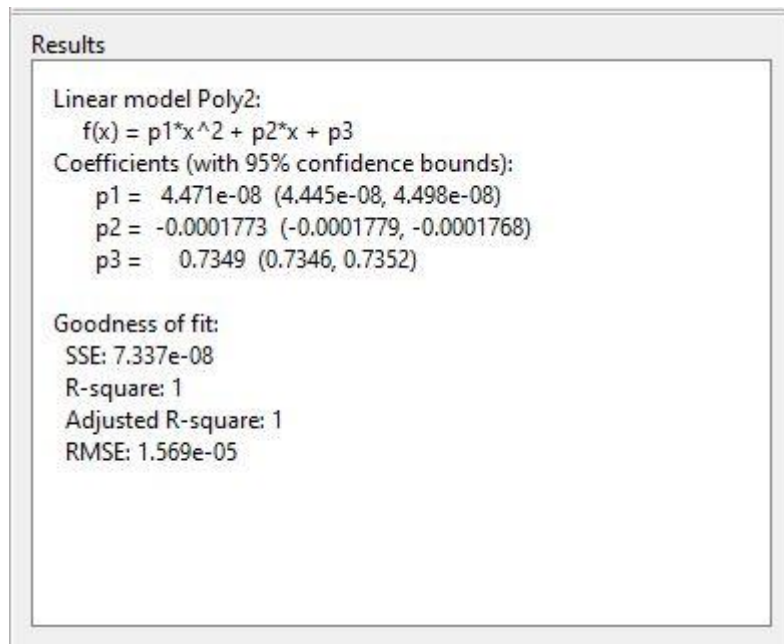


Fig. 4.10 Resultados del ajuste de la correlación de Shah UCC en el rango de $G = 900\text{--}1200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

En la Fig. 4.11 se muestra el resultado gráfico del ajuste en el rango de gastos máxicos de $1200 - 1400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

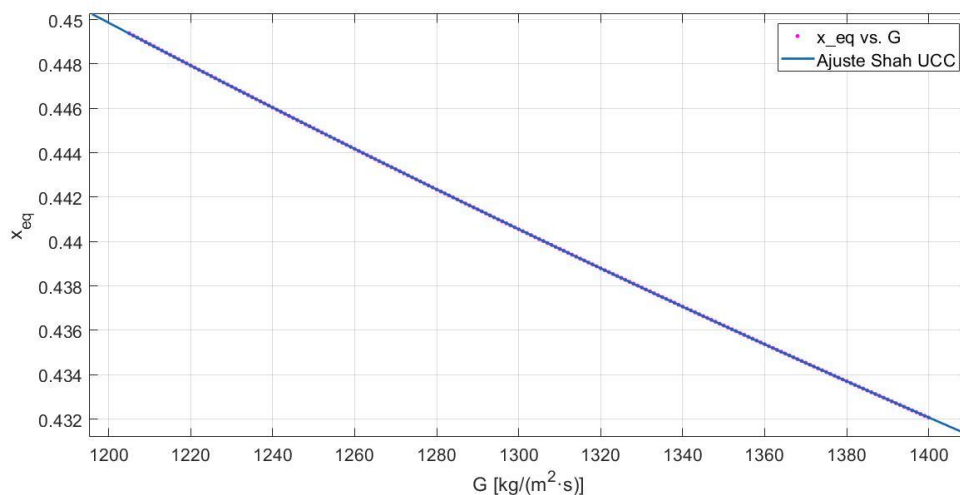


Fig. 4.11 Resultados del del ajuste de la correlación de Shah UCC en el rango de $G = 1200\text{--}1400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

Se ha realizado un ajuste polinómico de grado 2. El valor de R^2 que es de 1, lo que indica que el ajuste replica con gran exactitud los datos originales.

La correlación simplificada para las condiciones:

$$x_{eq} = 4.104 \cdot 10^{-8} \cdot G^2 - 1.956 \cdot 10^{-4} \cdot G - 0.6255 \quad (4.4)$$

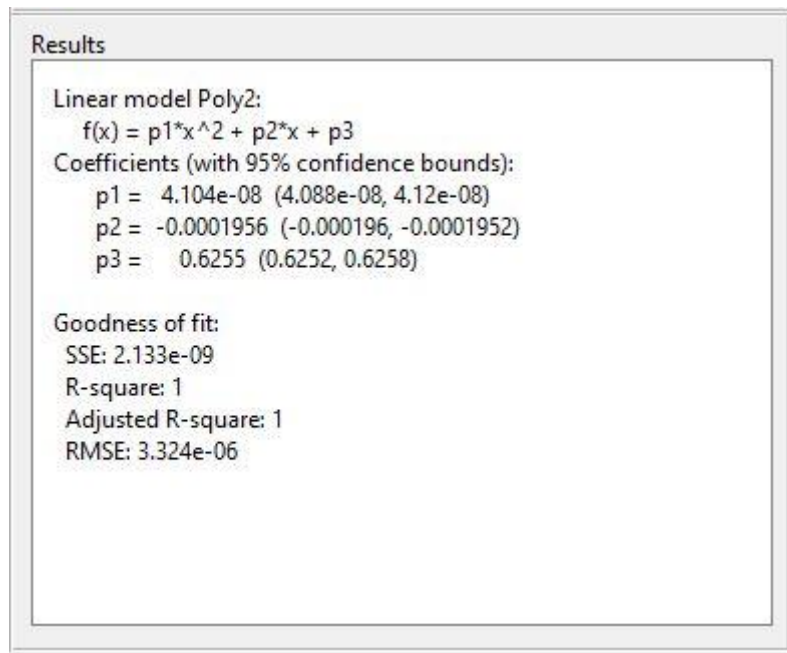


Fig. 4.12 Resultados del ajuste de la correlación de Shah UCC en el rango de $G = 1200-1400 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

4.3 Comparación

A continuación, se van a llevar a cabo unos cálculos para poder realizar una comparativa de los distintos ajustes hechos anteriormente. Teniendo en cuenta que tenemos una ecuación simplificada para cada ajuste en la forma:

$$x_{eq} = f(G) \quad (4.5)$$

Vamos a suponer que nuestro generador operará con un gasto másico:

$$G = 1100 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Calculamos el valor del título de vapor límite para que el generador opere por debajo del CHF. Los valores vienen en la tabla 4.3. La columna del medio indica el valor del título aplicándole un coeficiente de seguridad de 0.85.

$$\text{Coeficiente de seguridad } (C.S) = 0.85$$

$$x_{eq,c.s.} = 0.85 \cdot x_{eq} \quad (4.6)$$

Realizando un balance de energías obtenemos el valor del calor que se necesita para alcanzar ese título de vapor al final del tubo, de acuerdo al valor obtenido para cada ajuste.

$$A_c \cdot G \cdot \left((h_l + x_{eq,c.s.} \cdot h_{fg}) - h_{in} \right) = p \cdot q'' \cdot L \quad (4.7)$$

Donde

$$A_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4}; P = \pi \cdot D \quad (4.8)$$

$$q'' = \frac{D \cdot G \cdot ((h_l + x_{eq,c.s.} \cdot h_{fg}) - h_{in})}{4 \cdot L} \quad (4.9)$$

TABLA 4.3 RESUMEN CÁLCULOS x_{eq} .

AJUSTE	x_{eq}	$x_{eq,c.s.}$	$q''(MW/m^2)$
Ajuste Bowring	0.2822	0.23987	0.8021
Ajuste Katto & Ohno	0.3744	0.31824	0.9737
Ajuste Shah UCC	0.5939	0.50487	1.3822

Los valores obtenidos nos indican que Bowring y Katto & Ohno predicen valores más restrictivos y por tanto en términos de seguridad serán mejores. Ahora bien, teniendo en cuenta que Shah UCC es la correlación más actualizada de las tres y si tenemos en cuenta la comparativa echa en [14] debería de dar resultados más precisos que las otras dos. La elección de los valores que predice Shah permitirá operar al generador en régimen de calores más altos aumentando así su rendimiento y la cantidad de vapor generado.

5. ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1 Comparación coste del vapor en cada ajuste

Para conseguir una buena comparación del coste que debemos asumir en función del ajuste que elijamos para el diseño de nuestro generador de vapor procederemos a calcular el coste por kilogramo de vapor generado.

Consideremos que nuestro generador de vapor emplea gas natural como combustible para la generación del vapor cuyo poder calorífico es de $PC = 44000 \text{ kJ/kg}$. Si considerásemos una eficiencia de 95% ($\eta = 0.95$) en la transmisión del calor que se obtiene de la combustión, podemos hallar el gasto másico de gas natural necesario.

$$q(MW) = p \cdot L \cdot q'' \quad (5.1)$$

$$\eta = \frac{q}{\dot{m}_{gas} \cdot PC} = 0.95 \quad (5.2)$$

$$\dot{m}_{gas}(kg/s) = \frac{q}{PC \cdot 0.95} \quad (5.3)$$

Dada una densidad del gas natural de $\rho = 0.743 \text{ kg/m}^3$ y un precio de 0.55 €/m^3 calculamos el precio por kg:

$$Precio = \frac{0.55 \text{ €/m}^3}{\rho} = 0.74 \text{ €/kg} \quad (5.4)$$

Por tanto, el coste en función del tiempo será

$$Coste(€/s) = Precio \cdot \dot{m}_{gas} \quad (5.5)$$

Teniendo en cuenta el gasto másico de agua en la entrada y el título de vapor que se ha alcanzado en cada caso podemos calcular el gasto másico de vapor conseguido:

$$\dot{m}_{vapor}(kg/s) = x_{eq,c.s.} \cdot G \cdot A_c \quad (5.6)$$

Y ahora calculamos el coste por kg de vapor:

$$Coste_{vapor}(€/kg) = Coste / \dot{m}_{vapor} \quad (5.7)$$

TABLA 5.1 RESUMEN CÁLCULOS PRECIO VAPOR

AJUSTE	q (MW)	\dot{m}_{gas} (kg/s)	Coste (€/s)	\dot{m}_{vapor} (kg/s)	Coste_{vapor} (€/kg)
Ajuste Bowring	0.15120	0.0036	0.0027	0.0829	0.0323
Ajuste Katto & Ohno	0.18354	0.0044	0.0032	0.1100	0.0295
Ajuste Shah UCC	0.26054	0.0062	0.0046	0.1728	0.0267

Como se puede observar en la tabla 4.4 el coste varía en función del ajuste que empleemos para predecir el CHF, de manera que si escogemos la opción más conservadora (Bowring) el coste es mayor que si escogemos la opción más arriesgada (Shah UCC). Por tanto, debemos de valorar el riesgo que se quiere asumir en beneficio del ahorro que pueda suponer.

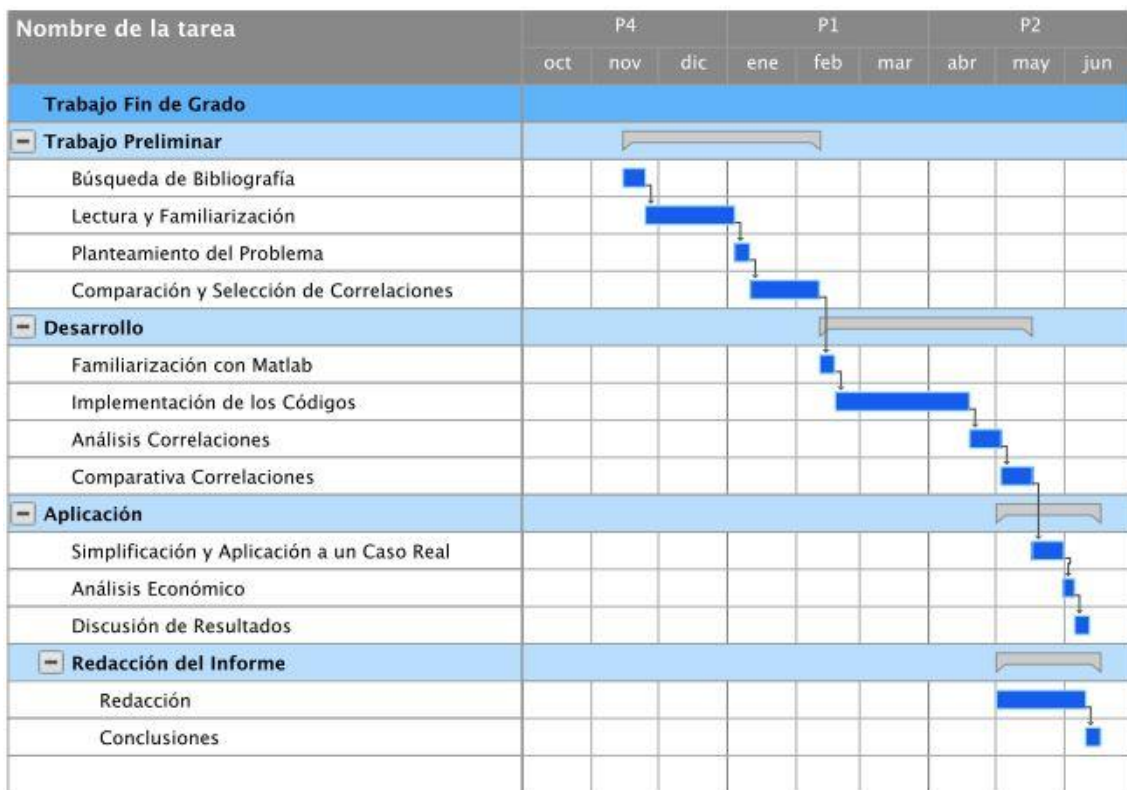
5.2 Planificación del proyecto

La realización del presente trabajo se llevó a cabo a lo largo del curso 2018-2019. El tema del proyecto se decidió en septiembre de 2018, pero el trabajo y planificación extensivo comenzó en noviembre de 2018. En la práctica la planificación original no se cumplió totalmente, variando algunos plazos en función de la disponibilidad de tiempo y los problemas que han ido surgiendo. Cabe destacar que algunos problemas con la instalación de la herramienta CoolProp de Matlab retrasó el desarrollo de los códigos de Matlab. Otro aspecto importante es que el tiempo empleado en la búsqueda de información y bibliografía ha sido más extensa de lo esperada debido a la naturaleza teórica del proyecto y a la dificultad a la hora de encontrar algún material, que requería licencias que no estaban a mi disposición.

TABLA 5.2 DESGLOSE ACTIVIDADES

Nombre de la tarea	Fecha de Inicio	Fecha final	Duración	Predecesores	Comentarios
Trabajo Fin de Grado					
- Trabajo Preliminar	15/11/18	10/02/19	88d		
Búsqueda de Bibliografía	15/11/18	24/11/18	10d		
Lectura y Familiarización	25/11/18	03/01/19	40d	3	
Planteamiento del Problema	04/01/19	10/01/19	7d	4	
Comparación y Selección de Correlaciones	11/01/19	10/02/19	31d	5	
- Desarrollo	11/02/19	16/05/19	95d		
Familiarización con Matlab	11/02/19	17/02/19	7d	6	
Implementación de los Códigos	18/02/19	18/04/19	60d	8	
Análisis Correlaciones	19/04/19	02/05/19	14d	9	
Comparativa Correlaciones	03/05/19	16/05/19	14d	10	
- Aplicación	01/05/19	11/06/19	42d		
Simplificación y Aplicación a un Caso Real	17/05/19	30/05/19	14d	11	
Análisis Económico	31/05/19	04/06/19	5d	13	
Discusión de Resultados	05/06/19	11/06/19	7d	14	
- Redacción del Informe	01/05/19	07/06/19	38d		
Redacción	01/05/19	31/05/19	31d		
Conclusiones	01/06/19	07/06/19	7d	17	

TABLA 5.3 DIAGRAMA DE GANTT



Respecto al presupuesto del proyecto se han tenido en cuenta gastos de recursos materiales y gastos de recursos humanos.

TABLA 5.4 RECURSOS MATERIALES

Ordenador personal	700
Windows 10	40
Micrososft Office	30
Matlab	250
TOTAL	1020

TABLA 5.5 RECURSOS HUMANOS

	Horas trabajadas	Coste Horario	Coste total
Autor	400	20	8000
Tutor	25	50	1250
Seguridad Social (28.3%)			2617.75
TOTAL			11867.5

TABLA 5.6 DESGLOSE COSTE TOTAL

Recursos Materiales	1020
Recursos Humanos	11867.5
IVA (21%)	2706.375
TOTAL	15593.88

El coste total del proyecto por tanto asciende a 15593.88 €.

6. CONCLUSIONES

El estudio del flujo crítico de calor es una materia de gran complejidad que ha merecido la atención de muchos investigadores a lo largo de la historia debido al interés que suscitan los fenómenos físicos asociados a este. Aún más complejo es este fenómeno cuando sucede en régimen de ebullición forzada, puesto que las influencias de los parámetros hidrodinámicos también se tienen que tener en cuenta. Esto, unido a las aplicaciones que ha tenido, tiene y tendrá en la industria da lugar a una literatura científica muy extensa y gran cantidad de experimentos que se han llevado a cabo según las demandas de la industria lo han exigido. Por esta razón, vemos como antiguamente una de las líneas de investigación de este campo era su aplicación en sistemas de refrigeración en reactores nucleares, que quizás hoy no tenga tanta relevancia debido a la legislación en cuanto a energía nuclear se refiere. Por otro lado, otra de las líneas de investigación importantes, que ha sido evaluada y referenciada en este proyecto es la de su uso en calderas y generadores de vapor. Actualmente las líneas de investigación se centran más en sistemas de refrigeración muy pequeños, utilizados en componentes electrónicos, por lo que la literatura más reciente trata este tema con más incidencia. En resumen, se alcanzan dos conclusiones:

- CHF es una compleja combinación de fenómenos físicos cuyo funcionamiento aún no se han comprendido lo suficientemente bien para aportar una base teórica fiable.
- Miles de experimentos se han llevado a cabo restringidos a unas condiciones de operación concretas y como consecuencia miles de correlaciones se han elaborado en relación a los datos de cada experimento.

Por tanto, una mejor comprensión de lo que ocurre a nivel microscópico podría aportar la base teórica necesaria para elaborar modelos más generales y fiables de predicción del CHF.

En este trabajo se refleja claramente lo expuesto anteriormente y la problemática que existe respecto a la disparidad de resultados cuando se pretende predecir el CHF con distintas correlaciones. A pesar de haber seleccionado unas correlaciones que son ‘similares’ unas a otras en cuanto al método de experimentación, parámetros de dependencia, condiciones de operación y rangos válidos, no se han obtenido resultados

tan similares como cabría esperar. Al tratarse de un parámetro de tal importancia, que determina las condiciones de operación de calderas y generadores de vapor, la predicción de CHF que hagamos debe ser lo más exacta posible a pesar de las dificultades. Por tanto, siempre será conveniente utilizar valores los más exactos posibles, pero con cierto grado de seguridad para evitar el CHF, que junto con un buen sistema de instrumentación y control pueda asegurar el correcto funcionamiento de la maquinaria y así evitar fatales consecuencias como fisuras o fusión de los metales.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., & Cho, Y.I., *Handbook of Heat Transfer*, McGraw- Hill, Nueva York, USA, 1998.
- [2] Mostafa Ghiaasan, S., *Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation in Conventional and Miniature Systems*, Cambridge University Press, 2008.
- [3] Hewitt, G.F., Shires, G.L., Bott, T.R., *Process Heat Transfer*, CRC Press, Boca Raton, FL, 1994.
- [4] Collier, J.G. y Thome, J.R., *Convective Boiling and Condensation*, 3d ed., Clarendon Press Oxford, UK, 1994.
- [5] Katto, Y. *A Prediction Model of Subcooled Water Flow Boiling CHF for Pressure in the Range 0.1 – 20 MPa*, International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 35 No. 5, pp. 1115-1123, 1992.
- [6] Tong, L.S., Tang, Y.S., *Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow*, Washington, Taylor & Francis, Washington D.C., USA, 1997.
- [7] Hewitt, G. F. y Govan, A. H., *Phenomena and Prediction in Annular Two Phase Flow*, en *Advances in Gas-Liquid Flows*, Kim, J. A., Rohatgi, U.S. y Hashemi, A., ASME-FED, Vol. 99, HTD-Vol. 155, ASME, Nueva York, 1990.
- [8] Hewitt, G.F. *Burnout* en *Handbook of Multiphase Systems*, Hetsroni, G. Cap. 6.4, McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1982.
- [9] Hughes, E. D., *A Correlation of Rod Bundle Critical Heat Flux for Water in the Pressure Range 150 to 725 psia*, Idaho Nuclear Corporation, Us Atomic Energy Commission (AEC), 1970.
- [10] Ahmad, S. Y., *Fluid-to-fluid Modelling of Critical Heat: A Compensated Distortion Model*, Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 16 pp.641-662, 1973
- [11] Celata, G.P. & Mariani, A., *Critical Heat Flux, Post-CHF Heat Transfer and Their Augmentation*, No. ENEA-RT_ERG—98-10. ENEA, 1999.

- [12] Caira, M.; Caruso, G. & Naviglio, A., *A Correlation to Predict CHF in Subcooled Flow Boiling*, International Communications in Heat and Mass Transfer Vol. 22, No. 1 pp. 35-45, 1995.
- [13] Katto, Y. & Ohno, H, *An Improved Version of the Generalized Correlation of Critical Heat Flux for the Forced Convective Boiling in Uniformly Heated Vertical Tubes*, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 8 pp. 1641-1648, 1984.
- [14] Shah, M. Mohammed, *Improved General Correlation for Critical Heat Flux During Upflow in Uniformly Heated Vertical Tubes*, Int. J. of Heat and Fluid Flow, Vol. 8, No. 4, pp. 326-335, 1987.
- [15] Katto Y, *Critical Heat Flux*, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 20, Suppl., pp. 563-90, 1994.
- [16] Mônica L. L. Silva, Túlio Marco Oliveira, Juliana P. Duarte, Osvaldo S. Guimares and José Roberto C. Piqueira, *Analysis of Critical Heat Flux Correlations for Small Modular Pressurized Water Reactors*, en LAS/ANS Symposium ‘Small Modular Reactors for Nuclear Power’, Brasil, 21-24 Julio, 2014.
- [17] Basy, P. Kefa, Cen, Jestin, L., *Boilers and Burners Design and Theory*, Springer, Nueva York, USA, 2000.
- [18] Sadik Kakac, *Boilers, Evaporators and Condensers*, John Wiley and Sons, Nueva York, USA, 1991.
- [19] Departamento Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid. Calor y Frío Industrial, T.5 Diseño Térmico de Calderas.